

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Institut dopravy**

**Konstrukční řešení vybraných částí traktorového  
přívěsu**

**Selected Tractor Trailer Construction Elements  
Design**

**Student:**

**Bc. Jan CHRENČÍK**

**Vedoucí diplomové práce:**

**Ing. Michal RICHTÁŘ**

**Ostrava, 2010**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Chrenčík**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie  
Specializace: 20 Silniční doprava  
Téma: **Konstrukční řešení vybraných částí traktorového přívěsu**  
**Selected Tractor Trailer Construction Elements Design**

### Zásady pro vypracování:

Cílem je vhodným způsobem konstrukčně vyřešit vybrané uzly traktorového přívěsu. Konstrukční návrhy budou doplněny výkresy a potřebnými výpočty. Součástí závěrečného hodnocení bude posouzení finanční náročnosti navržených řešení.

### Osnova diplomové práce:

1. Úvod
2. Analýza současného stavu
3. Konstrukční návrh vybraných skupin přívěsu
4. Pevnostní a kontrolní výpočty
5. Doporučení a ekonomické zhodnocení
6. Závěr

### Seznam doporučené odborné literatury:

- Matějka, R. Vozidla silniční dopravy I, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7  
Matějka, R. Vozidla silniční dopravy II, Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4  
Vlk, F. Motorová vozidla I, VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2  
Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. ČVUT, Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2  
Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. ČVUT, Praha, 1991.  
Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV ČVUT Praha, 1991

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



---

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2010

Podpis .....

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́една́но, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́една́но, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2010

.....

podpis

Jan Chrenčík

Písečná 7

700 30, Ostrava 30

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Chrenčík, J. Konstrukční řešení vybraných částí traktorového přívěsu, VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy, 2010, 60 stran.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář

Tato práce se zabývá konstrukčním řešením částí traktorového přívěsu. Přívěsem v této práci je traktorový nosič kontejnerů TNK 5 vyráběný společností Autorepair Trading s.r.o. a řešenou částí je zadní člen tohoto nosiče.

Práce má za cíl vhodným způsobem vyřešit výše zmíněný díl takovým způsobem, aby bylo možno tento prvek bez problému umístit do stávající zástavby a byla zachována jednoduchost konstrukce. Součástí práce je i zhodnocení nákladů plynoucích z případné realizace konstrukce.

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

Chrenčík, J. Selected Tractor Trailer Construction Elements Design, VŠB-TU Ostrava, Institute of Transport, 2010, 60 pages.

Thesis head: Ing. Michal Richtář

This work is concerned with construction solution of tractor trailer part. Trailer in this work is tractor's container holder TNK 5 manufactured by company Autorepair Trading s.r.o. and part in solution is back component of this holder.

Goal of this work is to solve effectively above mentioned component in such way to keep position of this component in current build-up area without problems and to keep simplicity of construction. One part of this work concerns about costs evaluation connected with possible construction realization.

# Obsah

1. Úvod .....	8
2. Analýza současného stavu .....	9
2.1. Přehled používaných mechanismů .....	9
2.1.1. Kloubové mechanismy .....	10
2.1.2. Teleskopické mechanismy .....	11
2.2. Popis nakládání kontejnerů.....	12
2.3. Legislativní požadavky na provoz traktorů a jejich přípojných vozidel.....	15
2.4. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5.....	17
3. Konstrukční návrh vybraných skupin přívěsu.....	21
3.1. Popis řešeného místa .....	22
4. Pevnostní a kontrolní výpočty .....	24
4.1. Výpočet reakcí a sil v poloze 1.....	25
4.1.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 1 .....	25
4.1.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 1 .....	26
4.2. Výpočet reakcí a sil v poloze 2.....	31
4.2.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 2 .....	32
4.2.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 2 .....	33
4.3. Výpočet reakcí a sil v poloze 3.....	38
4.3.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 3 .....	39
4.3.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2).....	40
4.3.3. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na zemi).....	45
4.4. Výpočet reakcí a sil v poloze 4.....	49
4.4.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 4 .....	49
4.4.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 4 .....	51
4.5. Návrh nového konstrukčního řešení.....	55
4.5.1. Konstrukční návrh uzavřeného profilu .....	55
4.5.2. Konstrukční návrh I – profilu.....	58
5. Doporučení a ekonomické zhodnocení.....	61
6. Závěr.....	63
Seznam použité literatury.....	64
Seznam příloh .....	65

## **Seznam použitých zkratek a symbolů**

DIN	Německá mezinárodní norma
ČSN	Česká státní norma
ČR	Česká republika
Sb.	Sbírky
s.r.o.	Společnost s ručením omezeným
a.s.	Akciová společnost
DPH	Daň z přidané hodnoty



# 1. Úvod

V současnosti se na celosvětovém trhu vyskytuje velké množství přívěsů a návěsů použitelných pro traktory. Důvodem rozšíření traktorové dopravy je fakt, že se z traktorů stávají univerzální vozidla použitelná nejen na místech ležících mimo pozemní komunikace, ale nezdá se, že dnes můžeme spatřit i ve městech a příměstských částech. Jedním z důvodů, proč se začaly hojně vyvíjet přívěsy a návěsy pro tato vozidla, je zvýšení užitečnosti těchto vozidel. Masivní rozvoj přípojných vozidel pro traktory má však svá úskalí v podobě konstrukčních nedostatků, jelikož trendem dnešní doby je, aby bylo přípojně vozidlo pokud možno univerzálně použitelné.

Jedním z tzv. univerzálních přípojných vozidel je traktorový nosič kontejnerů. Jeho jedinečnost spočívá v tom, že je konstruován pro většinu používaných kontejnerů, které jsou normalizovány a dodávány na celosvětové trhy. Jedním vozidlem tak díky tomuto nosiči můžeme obsluhovat více kontejnerů. Například většina stavebních firem tuto možnost využívá pro převoz materiálu. Jedním kontejnerem je přivezen materiál na stavbu, a dokud není materiál vyložen, lze odvézt jiný kontejner např. se sutí na skládku. Další možností je použití těchto nosičů v komunálních službách. Kontejner je přistaven na místo určení a než je naložen, může vozidlo obsluhovat další kontejnery v oblasti.

Jak jsem již zmínil, tato zařízení mívají různá úskalí v podobě konstrukčních nedostatků. V této diplomové práci se zaměřím na jeden z vyráběných traktorových nosičů kontejnerů, zmapuji jeho nedostatky a poté je vhodným způsobem konstrukčně upravím. Součástí práce bude rovněž ekonomické zhodnocení úprav a celkové vlivy výsledného řešení.

## **2. Analýza současného stavu**

### **2.1. Přehled používaných mechanismů**

Kontejnerizace v dopravě je dnes už značně rozšířená a nevyhýbá se snad žádnému oboru, kde se používají dopravní prostředky. Výhody kontejnerové dopravy se začaly využívat i v oborech jako je zemědělství či lesnictví. V těchto oborech je rozšířené používání traktorů. Firmy dnes nabízejí řadu přípojných vozidel za traktory, které mohou pracovat s kontejnery. Většinou se jedná o traktorové návěsy s instalovaným jednoramenným mechanismem pro nakládání, skládání a přepravu nejrozličnějších druhů kontejnerů. Jednotlivé konstrukce se v zásadě příliš neliší.

Výhodou kontejnerové dopravy, jak jsem již zmínil, je jejich univerzálnost. A to u traktorů, jako samotných univerzálních strojů, použití kontejnerů předurčuje. Díky možnosti obsluhovat více kontejnerů, či možnosti použití různých typů kontejnerů, nahrazuje nosič několik jiných přívěsů, které by se využívaly jen v případě potřeby a nebyly by plně vytížené.

V České republice se pro kontejnerovou dopravu používají většinou jednoramenné kontejnerové nosiče, které se používají také na nákladních vozidlech. Pro traktorovou dopravu se umísťují na přípojná traktorová vozidla. Vozidlo a instalovaná nástavba musí odpovídat předpisům schváleným pro provoz na veřejných komunikacích. Na provoz přípojných traktorových vozidel i ostatních vozidel se vztahuje Zákon č. 56/1999 Sb. a Vyhláška č. 341/2002 Sb.

Normy pro návrh jednoramenných kontejnerových nosičů v ČR nejsou, proto se vychází z norem pro návrh kontejnerů. Podle rozměrů kontejnerů se pak konstruují a vyrábějí mechanismy na natahování kontejnerů.

V traktorové kontejnerové dopravě se nepoužívají kontejnery vyráběné podle norem ISO. Tyto kontejnery se používají pro dálkovou přepravu, v kombinované přepravě silnice – železnice a v námořní dopravě. V České republice se nejčastěji používá norma pro návrh kontejnerů DIN 30722. Zásadní rozdíly mezi normami, které jsou určeny pro návrh kontejnerů, jsou ve výšce závěsného oka. Tyto rozdíly mohou být veliké. Většinou se v jednotlivých státech používá jedna norma, takže výška závěsného oka se liší stát od státu.

Tab. 2.1. Výška závěsného oka ve vybraných zemích

Výška závěsného oka [mm]	DIN	ČR	Polsko	Francie
900	ano	*	*	ano
1 000	*	ano	*	*
1 150	*	*	ano	*
1 340	*	ano	*	*
1 430	*	*	*	ano
1 570	ano	ano	ano	ano

Jednoramenný nosič kontejnerů se skládá z pevného rámu, který je připevněn na rám automobilu či k přípojnému vozidlu. Samotný mechanismus se dělí většinou na tři díly, zajišťující manipulaci kontejneru, které jsou spojené klouby, kolem kterých se otáčí. Jedná se o zadní člen, střední člen a přední člen, na který je umístěn závěsný hák. Manipulací kontejneru rozumíme jeho nakládání, skládání a vysypávání.

V případě vysypávání kontejneru se klouby zajistí (většinou k rámu kontejneru). Jednotlivé mechanismy se liší počtem kloubů a pístů. Mechanismus je ovládán různým počtem hydraulických nebo pneumatických pístů. Počet pístů se liší provedením mechanismu, počtem ovládaných prvků (aretace, zajištění háku) a dimenzované nosnosti mechanismu. V následujících podkapitolách se seznámíme s mechanismy používanými v ČR.

### 2.1.1. Kloubové mechanismy

Jedná se o mechanismy, které mají přední část se závěsným hákem otočným kolem kloubu. Přední část je ovládaná pístem, který může být uložený svisle k zemi nebo vodorovně se zemí. Uložení pístu má vliv na průběh sklápění a nakládání a složení kontejneru.

Rozdíl je však malý. Mechanismus s pístem uloženým svisle k zemi má přední část uložení kratší, tím i píst, ovládající přední část, má kratší zdvih a výkyv, který je schopný přední část vykonat, je menší. Kdežto mechanismus s pístem uloženým vodorovně se zemí má přední část delší, píst, ovládající přední část, má větší zdvih a i výkyv přední části je delší.

Poloměry skládání (popř. nakládání) jsou po sklopení přední části podobné. Při sklápění přední části jsou poloměry skládání výrazně menší u mechanismu s pístem

uloženým kolmo k zemi. Proto se dá říci, že u mechanismu s pístem uloženým vodorovně se zemí je skládání a nakládání plynulejší.



Obr. 2.1. Kloubový mechanismus s pístem vodorovně se zemí

### 2.1.2. Teleskopické mechanismy

Teleskopické mechanismy mají pouze jeden píst, avšak u zařízení konstruovaných pro vyšší tonáž, se můžeme setkat se dvěma písty. Úkolem pístu (resp. pístů) je ovládání skládání, nakládání i vysypávání kontejneru. Přední část se závěsným hákem není otočná jako u kloubových mechanismů, ale je posuvná.

Existuje však také varianta kombinace kloubového a teleskopického mechanismu. Teleskopický mechanismus má díky tomuto řešení možnost výkyvu přední části. Přední část mechanismu je posuvná jako u teleskopického mechanismu a zároveň je tato část se závěsným hákem otočná. Popis činnosti teleskopického mechanismu je znázorněna na následujících obrázcích.



Obr. 2.2. Zaháknutí kontejneru do háku



Obr. 2.3. Přizvednutí kontejneru



Obr. 2.4. Naložení kontejneru



Obr. 2.5. Posun teleskopického mechanismu



Obr. 2.6. Kontejner naložen

Výhodou teleskopického mechanismu oproti ostatním mechanismům je možnost nakládání kontejnerů o různých délkách. Dle norem pro návrh kontejnerů je nutné zachovat pouze výšku závěsného oka, ostatní rozměry, jako je délka či šířka lze měnit v závislosti na druhu používaného nosiče kontejnerů, výška a tvar bočnic, stejně tak uspořádání ložného prostoru lze libovolně měnit. Díky tomuto lze dle legislativy převážet i více prázdných kontejnerů položených na sebe.

Jednou z variant teleskopického mechanismu je také pevný mechanismus. V případě pevného mechanismu není přední část teleskopická, a tudíž na tomto nosiči nelze převážet libovolné délky kontejnerů. Pevný mechanismus se používá převážně pro nosiče s relativně malou užitečnou hmotností a je ovládána jedním, popř. dvěma písty.

## **2.2. Popis nakládání kontejnerů**

Princip činnosti skládání, nakládání a sklápění kontejnerů je v drtivé většině případů totožný u všech výrobců. Na následujících obrázcích je možno vidět, jakým způsobem dochází k jednotlivým krokům.

Černá barva znázorňuje ovládací mechanismus v základní poloze při naložení kontejneru na nosič.

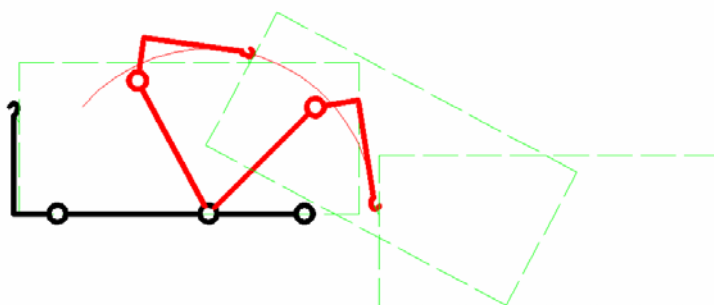
Zelená barva znázorňuje ve všech případech kontejner a jeho polohu při skládání nebo nakládání.

Červená barva znázorňuje pohyb mechanismu při nakládání v první fázi.

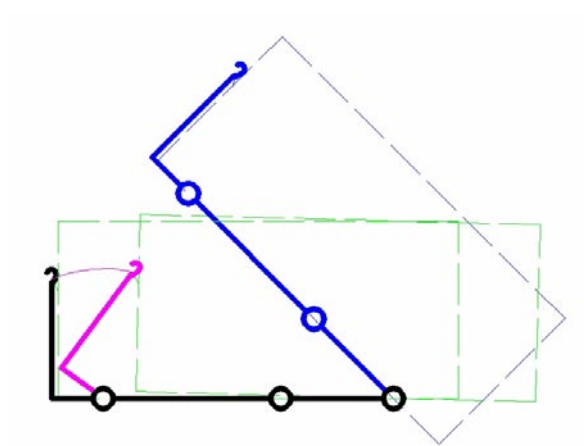
Fialová barva naznačuje druhou fázi při nakládání kontejneru. U kloubového mechanismu je touto fází výkyv přední části s hákem, u teleskopického mechanismu se poté jedná o zasunutí přední části s hákem směrem kupředu.

Modrá barva znázorňuje polohu mechanismu při sklápění (vysypávání).

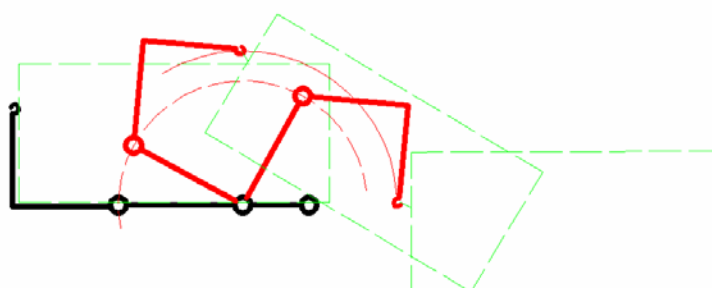
V případě pevného mechanismu se mechanismus chová obdobně, jako mechanismus teleskopický. Jediným rozdílem je to, že se nezasouvá přední část směrem dozadu, jinak je princip činnosti a pohyb mechanismu zcela totožný.



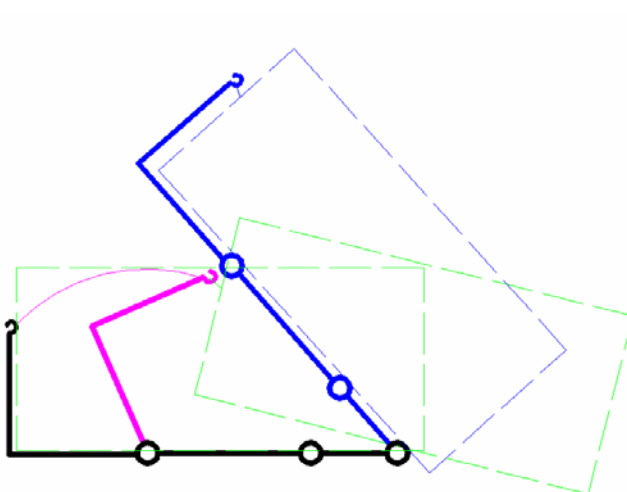
Obr. 2.7. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým kolmo k zemi v první fázi



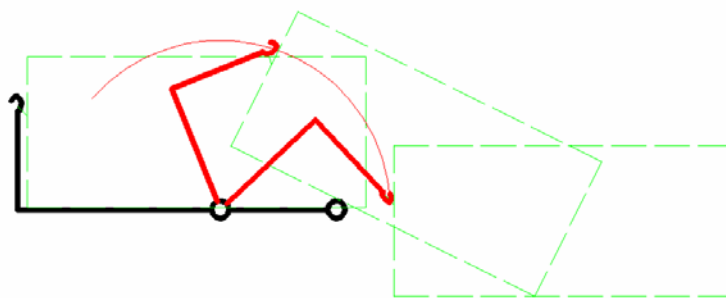
Obr. 2.8. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým kolmo k zemi ve druhé fázi, sklápění kontejneru



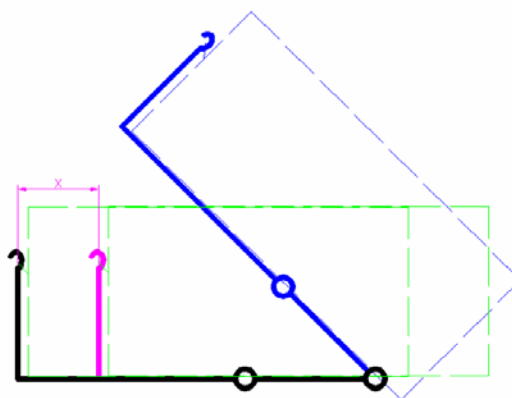
Obr. 2.9. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým vodorovně se zemí v první fázi



Obr. 2.10. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým vodorovně se zemí ve druhé fázi, sklápění kontejneru



Obr. 2.11. Schéma nakládání kontejneru u teleskopických mechanismů v první fázi



Obr. 2.12. Schéma nakládání kontejneru u teleskopických mechanismů při zasunutí přední části s hákem ve druhé fázi, sklápění kontejneru

### ***2.3. Legislativní požadavky na provoz traktorů a jejich přípojných vozidel***

Základním zákonem pro každé vozidlo je zákon č. 56/1999 Sb. Tento zákon pojednává o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Zabývá se registrem silničních vozidel, jejich schvalováním, technickými prohlídkami a zásadami pro provozování stanic technické kontroly a měření emisí. Platnost tohoto zákona je všeobecná a musí se jím řídit každé vozidlo, které je provozováno na pozemních komunikacích. Schvalováním technické způsobilosti a technickým podmínkám provozu vozidel na pozemních komunikacích se blíže věnuje vyhláška č. 341/2002 Sb., kde jsou konkrétní údaje o požadavcích na přípojná vozidla a jejich technický stav.

Součástí vyhlášky č. 341/2002 Sb. jsou požadavky a technické podmínky, jejichž nedodržení má za následek ničení pozemních komunikací, omezování a ohrožování



ostatních účastníků silničního provozu. Z tohoto důvodu jsou stanoveny pro traktorovou dopravu a jejich přípojná vozidla hmotnostní limity, ať už pro samotné vozidlo, či pro jízdní soupravu. Tyto limity jsou shrnuty v následujících odstavcích.

Hmotnost na nápravu u jednotlivé nápravy nesmí překročit 10 t, u jednotlivé hnací nápravy 11,5 t.

V případě použití dvounápravového přípojného vozidla součet zatížení obou náprav dvounápravy nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru:

- |                             |      |
|-----------------------------|------|
| - Do 1 m                    | 11 t |
| - Do 1 m a méně než 1,3 m   | 16 t |
| - Od 1,3 m a méně než 1,8 m | 18 t |

V případě použití třinápravového přípojného vozidla součet zatížení všech tří náprav nesmí překročit při jejím dílčím rozvoru:

- |                             |      |
|-----------------------------|------|
| - Do 1,3 m včetně           | 21 t |
| - Nad 1,3 m do 1,4 m včetně | 24 t |

Dvounápravou se rozumí dvě nápravy řazené za sebou, které mají dílčí rozvor při přípustném zatížení nejvýše 1,8 m. V případě vozidla se třemi nápravami řazenými za sebou může součet dílčích rozvorů činit nejvýše 2,8 m. Zároveň musí být splněn požadavek na nejvyšší dovolenou hmotnost přípojných vozidel, která nesmí překročit následující hodnoty:

- |                                |      |
|--------------------------------|------|
| - Přívěs se 2 nápravami        | 18 t |
| - Přívěs se 3 nápravami        | 24 t |
| - Přívěs se 4 a více nápravami | 32 t |

Celková hmotnost jízdní soupravy nesmí překročit 48 t. Je nutno však brát v úvahu přípustné hmotnosti konkrétního vozidla, čili užitečnou hmotnost vozidla uvedenou v technickém průkazu vozidla. Tuto hmotnost nesmíme za žádných okolností překročit. Okamžitá hmotnost vozidla či jízdní soupravy nesmí překročit stanovenou mez danou vyhláškou či technicky přípustnou hmotností vozidla.

U přípojných vozidel za traktory se připouští nerovnoměrnost rozložení okamžité hmotnosti vozidla na kola jednotlivých náprav mezi levou a pravou polovinou, pokud to dovoluje únosnost pneumatik, nejvýše 15 % hmotnosti připadající na nápravu. Po

namontování nástavby u traktorů nebo připojením pracovního stroje může být zatížení kol rozdílné nejvýše 20 % hmotnosti připadající na nápravu.

Pokud je za traktorem zapřáhnuto valníkové přípojně vozidlo nebo jiné přípojně vozidlo sloužící k přepravě materiálu či zboží (sklápěč, nosič kontejnerů...), musí být náklad rovnoměrně rozložen a řádně zajištěn vhodným technickým zařízením tak, aby nedošlo během přepravy či manipulace k posuvu přepravovaného materiálu. Pokud je k zajištění nákladu použita poutací a upínací souprava, musí být v řádném technickém stavu a vázací síla uvedena na štítku musí odpovídat hmotnosti přepravovaného materiálu.

Ve vyhlášce č. 341/2002 Sb. jsou mimo maximální dovolené hmotnosti uvedeny rovněž maximální dovolené rozměry, které musí splňovat všechna vozidla na pozemních komunikacích.

- |  |             |
|--|-------------|
| - Šířka soupravy                           | max. 2,55 m |
| - Výška soupravy                           | max. 4 m    |
| - Délka soupravy (s 1 přípojným vozidlem)  | max. 18 m   |
| - Délka soupravy (se 2 přípojnými vozidly) | max. 22 m   |

Z hlediska brzdového zařízení musí všechna vozidla splňovat požadavky stanované předpisem EHK č. 13. Konstrukční rychlost přípojných vozidel pro traktory určené k přepravě nákladu nesmí přesáhnout 40 km/h.

## **2.4. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5**

V této diplomové práci jsem se zaměřil na konstrukční návrh traktorového nosiče kontejnerů TNK 5, který vyrábí a dodává firma AutoRepair Trading s.r.o.

Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 je jednoosé přípojně vozidlo za traktor s nástavbou nosiče kontejnerů. Připojení k traktoru je pomocí oje o průměru 40 mm. Přívěs je možno využít především v místech, která jsou špatně dosažitelná automobily, nebo tam, kde je již k dispozici traktor. Je výhodný zejména při sběru bioodpadů z domácností, při údržbě obecních pozemků, ve sběrných dvorech, ve firmách zabývajících se zpracováním bioodpadů apod.

Traktorový nosič kontejnerů umožňuje naložení, složení a přepravu kontejneru. Další možností je sklápění a vysypání přepravovaného nákladu. TNK 5 využívá k manipulaci s kontejnerem hydraulický systém traktoru. V systému jsou použité hydraulické prvky bránící přetížení přívěsu. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 využívá klasických kontejnerů dle normy DIN 30722 s výškou natahovacího háku 1 000 mm. Zajištění kontejneru je realizováno pneumatickým systémem rozpěrných prvků. Provozní brzdění přívěsu je zajištěno dvoukruhovým systémem vzduchových brzd. Parkovací brzda je mechanická.

Tab. 2.2. Základní technické údaje

Délka přívěsu	4 750 mm
Šířka přívěsu	2 200 mm
Výška přívěsu	2 020 mm
Průměr oka oje	40 mm
pneumatiky	385/65 R22,5
Provozní hmotnost	1 950 kg
Užitečná hmotnost	5 550 kg
Celková hmotnost	7 550 kg
Max. rychlost	40 km/h
Napájení el. zařízení	12 V
Brzdy	Vzduchové, dvoukruhové



Obr. 2.13. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 ve výchozí poloze



Obr. 2.14. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 při sklápění kontejneru

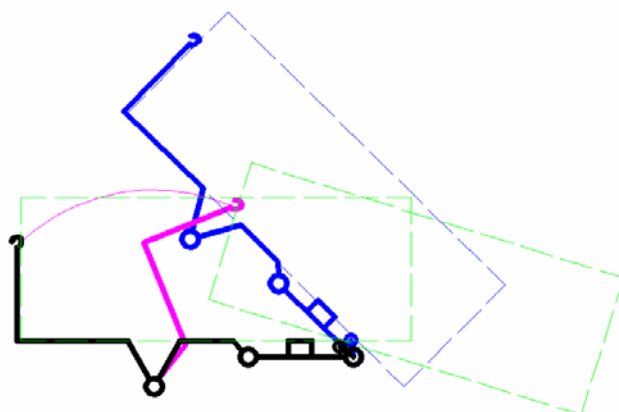


Obr. 2.15. Traktorový nosič  
kontejnerů TNK 5 Při nakládání  
kontejneru

U traktorového nosiče kontejnerů TNK 5 firmy Autorepair Trading s.r.o. se používají mechanismy, které vyrábí firma Navara Novosedly. Jedná se svým způsobem o pevný mechanismus, jelikož přední část s hákem není teleskopická ani kloubová.



Obr. 2.16. Schéma nakládání kontejneru mechanismem u nosiče TNK 5 v první fázi

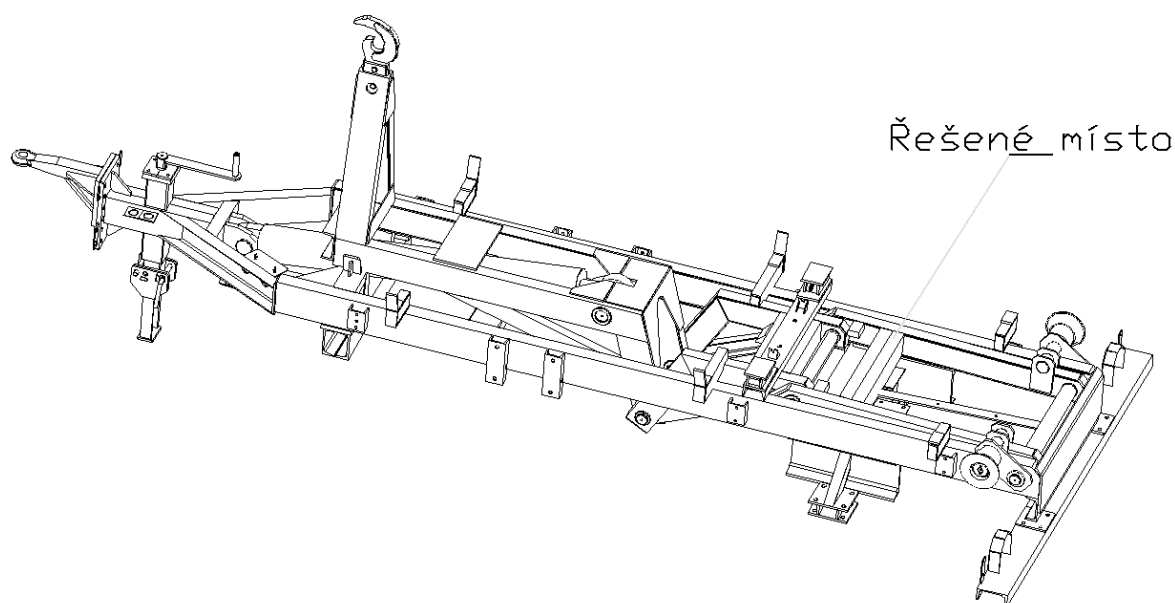


Obr. 2.17. Schéma nakládání kontejneru mechanismem u nosiče TNK 5 ve druhé fázi,  
sklápění kontejneru

Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 je z hlediska pořizovacích nákladů a využitelnosti pro drobné zemědělství či do měst přijatelné. Velké společnosti zabývající se výrobou těchto zařízení se totiž zaměřují na nosiče, jejichž užitečná hmotnost je v rozmezí 8 -30 tun. Takto velké zařízení je však do města téměř nevyužitelné, a proto je TNK 5 opravdu jediným takto koncipovaným zařízením svého druhu. V následujících kapitolách se zaměřím na konstrukční řešení „slabých“ míst.

### 3. Konstrukční návrh vybraných skupin přívěsu

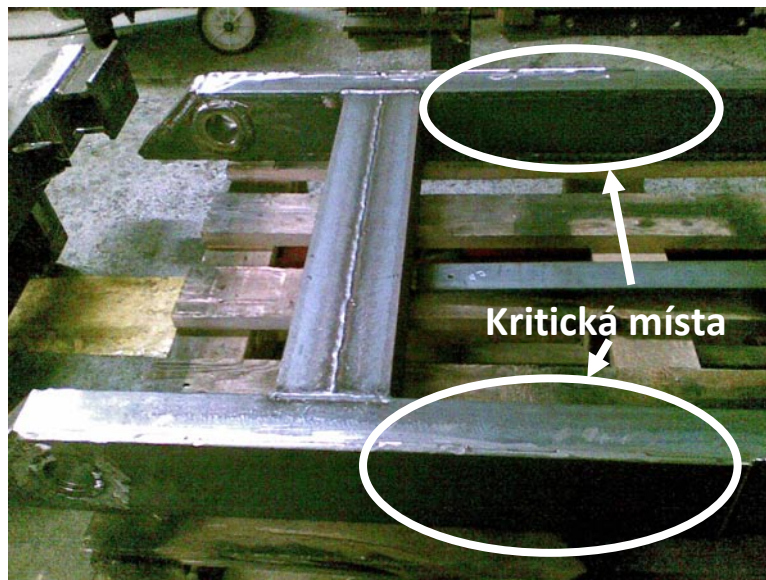
Po konzultaci s výrobcem výše zmíněného nosiče jsem byl seznámen s kritickými místy v jeho konstrukci. Slabým článkem konstrukce zařízení je zadní část zařízení (dále označováno jako rameno 2). Jedná se o místo, které je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 3.1. Schéma podvozku nosiče TNK 5 s řešeným místem

V daném místě konstrukce dochází při natahování kontejneru k průhybu nosníků a jejich následné deformaci. Nosníky by měly být konstruovány na předepsanou užitečnou hmotnost 5 550 kg, avšak k deformaci těchto částí došlo při natahování kontejneru v obtížných podmínkách, čímž byla dle výrobce zařízení přetížena konstrukce. Dle údajů od výrobce byl kontejner natahován v mírném stoupání a byl zaklesnut do nepevněné části vozovky, čímž se při natahování na nosič stále propadal pod úroveň vozovky. Pro úspěšné natažení kontejneru bylo zařízení provozováno na maximální výkon a po úplném dosednutí kontejneru na nosič byly zjištěny deformace v podobě ohybu ve zmíněném kritickém místě. Díky zmíněné souhře okolností nelze jednoznačně říci, jakou tíhou byl nosič zatížen v okamžiku nakládání na nosič. S ohledem na jistící prvek proti přetížení na pístu natahovacího mechanismu však lze usoudit, že předepsaná užitečná hmotnost 5 550 kg nebyla překročena, jelikož v opačném případě by hydraulický systém znemožnil natažení kontejneru na nosič.

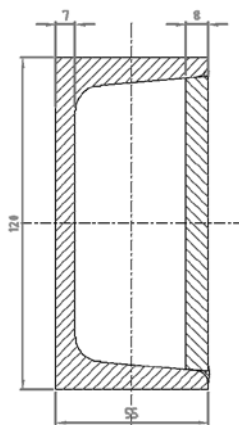
Zaměřím se tedy na konstrukční návrh zmíněného kritického místa, konstruovaného tak, aby byl splněn koeficient bezpečnosti  $k = 1,5$ . Na obr. 3.2. je možno vidět zmíněná kritická místa, ve kterých došlo k průhybu konstrukce.



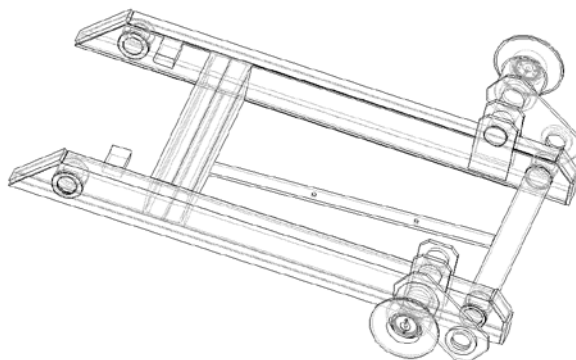
Obr. 3.2. Místa průhybu konstrukce natahovače

### 3.1. Popis řešeného místa

Řešené místo je v současnosti konstruováno z klasické konstrukční jemnozrnné oceli jakosti 11 373. Konstrukce je svařovaná z tyče průřezu U o výšce  $h = 120$  mm. Pro zesílení byl z původního profilu U vytvořen uzavřený profil navařením plechu o tloušťce  $t = 8$  mm. Použitý materiál byl zvolen s ohledem na dobrou svařitelnost a pořizovací cenu. Navaření plechu bylo realizováno z důvodu tendence kroucení původního U-profilu. Základní rozměry řešeného ramene 2 jsou součástí přílohy 1 této práce.



Obr. 3.3. Řez profilem konstrukčního prvku v kritickém místě



Obr. 3.4. Schéma řešeného konstrukčního prvku

Mým cílem bude upravit konstrukci ramene 2 tak, aby bylo možno umístit toto rameno do stávající konstrukce. Z tohoto důvodu propočítám zatěžující síly, které působí na tento kritický prvek, a následně navrhnu konstrukční změny, které budou spočívat v návrhu nového profilu či změně materiálu.



## 4. Pevnostní a kontrolní výpočty

Traktorový návěs pro kontejnery je zapřažen tažným okem za tažné zařízení traktoru. Tažné zařízení přenáší i částečnou zátěž. Zátěž na tažném zařízení se mění v průběhu skládání, natahování a sklápění kontejneru.

V určité fázi natahování bude váha na tažném zařízení tlačit směrem dolů. V dalších fázích natahování bude tažné oko traktorového návěsu tlačit na tažné zařízení směrem nahoru a bude traktor nadlehčovat. Doba, při které bude traktorový návěs zatěžovat tažné zařízení traktoru při natahování kontejneru, bude kratší než doba, kdy traktorový návěs bude nadlehčovat traktor. Takovéto změny zatížení tažného zařízení jsou způsobeny pohybem těžiště kontejneru, ve kterém působí tíhová síla kontejneru (za předpokladu, že materiál umístěný v kontejneru se nesesype a bude rovnoměrně uložen). Tíha kontejneru je v poměru s tíhou návěsu několikrát větší a při skládání se těžiště kontejneru posunuje směrem vzad a tím se zvětšuje páka, na které tíhová síla kontejneru působí. Také se mění těžiště samotného traktorového návěsu. Pohybem natahovacího mechanismu při sklápění se přenáší váha směrem dozadu a tím se i pohybuje poloha těžiště návěsu. Těžiště návěsu oproti těžišti kontejneru nemá velký rozdíl mezi mezními polohami.

Během výpočtu a návrhu se předpokládá, že materiál v kontejneru je rovnoměrně rozložen a je homogenní. Dále při sklápění a natahování nedochází k sesypávání materiálu. Za těchto předpokladů je těžiště kontejnerů ve vodorovné ose uprostřed. Při sklápění a natahování nemění polohu vůči kontejneru.

Výpočet se provede ve 4 polohách. V první poloze je kontejner naložený na nosič a začíná se skládat. Druhá poloha nastane v okamžiku, kdy přední část s hákem dosedne na střední část nosiče a od této chvíle se obě části pohybují současně. Třetí polohou budeme rozumět okamžik, kdy je kontejner spouštěn a dosedne svou zadní částí na pevnou zem. Ve čtvrté poloze je kontejner téměř složen, ale zatím nedosedá celou svou spodní plochou na pevnou zem, tzn., že hák natahovače je stále zaháknut za oko kontejneru, jsou vymezené vůle a tíha kontejneru působí na hák.

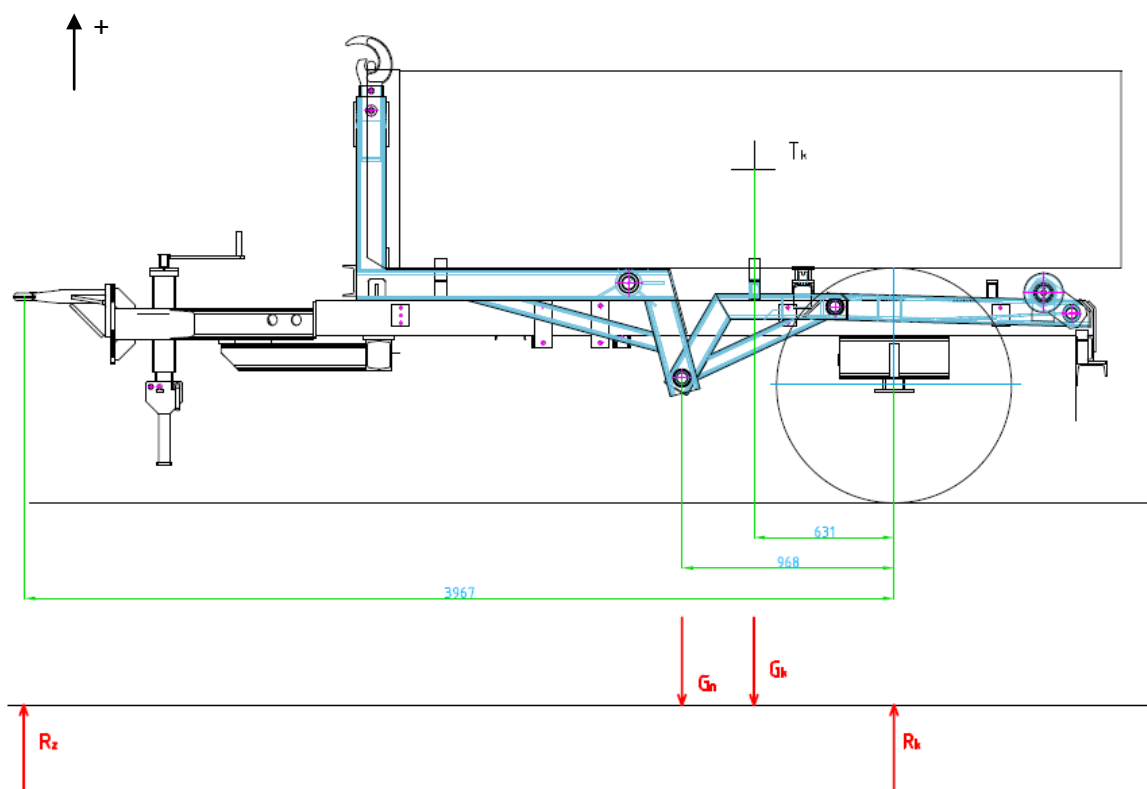
Zjištění zatížení tažného zařízení se provede pomocí momentové rovnováhy. Kontejner s návěsem se převede na jednoduchý nosník zatížený tíhovými silami kontejneru a návěsu. Dále je nosník zatížen reakcí v tažném zařízení a v uložení kol.

Silový rozbor a výpočet silových poměrů v rameni 2 bude provedeno pomocí metody uvolňování prvků a následně pomocí momentové rovnováhy. Tyto výpočty budou provedeny pro všechny 4 polohy. Z vypočtených hodnot budou pro každou polohu určeny ohybové momenty. Pro polohu, ve které bude ohybový moment nejvyšší, provedu návrh nového konstrukčního řešení.

## 4.1. Výpočet reakcí a sil v poloze 1

Polohou 1 budeme nadále rozumět polohu, kdy je kontejner natažen na nosič a začíná jeho skládání. V tomto okamžiku dosedne zadní část kontejneru na rameno 2. Změna úhlu naklonění předního členu s hákem (nadále označováno jako rameno 4) je zanedbatelná. Tíha kontejneru se bude přenášet na hák od ramene 4 a na rameno 2.

### 4.1.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 1



Obr. 4.1. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 1

V tomto bodě budu počítat zatížení tažného zařízení v situaci, kdy je kontejner naložen a traktor s návěsem stojí nebo jede rovnoměrnou přímočarou rychlostí. Ve výpočtu se vychází z následujících veličin:

Tíhová síla kontejneru:

$$G_k = 5\,550 \cdot 9,81 = 54\,445\, N$$

Tíhová síla návěsu:

$$G_n = 1\,950 \cdot 9,81 = 19\,129,5\, N$$

Neznámé ve výpočtu jsou reakce v uložení kol  $R_k$  a reakce v tažném zařízení  $R_z$ .

Tíhová síla kontejneru působí v těžišti kontejneru a tíhová síla návěsu působí v těžišti návěsu. Vzdálenost těžiště kontejneru od uložení kol v případě, kdy je kontejner naložený, je 631 mm, a vzdálenost těžiště návěsu od uložení kol je 968 mm. Vzdálenost reakce v tažném zařízení k uložení kol je 3 967 mm.

(4.1.)

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_z - G_n - G_k + R_k = 0$$

(4.2.)

$$\begin{aligned} \sum M_o = 0 &\Rightarrow R_z \cdot 3\,967 - G_n \cdot 968 - G_k \cdot 631 = 0 \\ R_z &= \frac{G_n \cdot 968 + G_k \cdot 631}{3\,967} = \frac{19\,129,5 \cdot 968 + 54\,445 \cdot 631}{3\,967} \\ R_z &= \mathbf{13\,328\, N} \end{aligned}$$

Dosazením do rovnice 4.1.

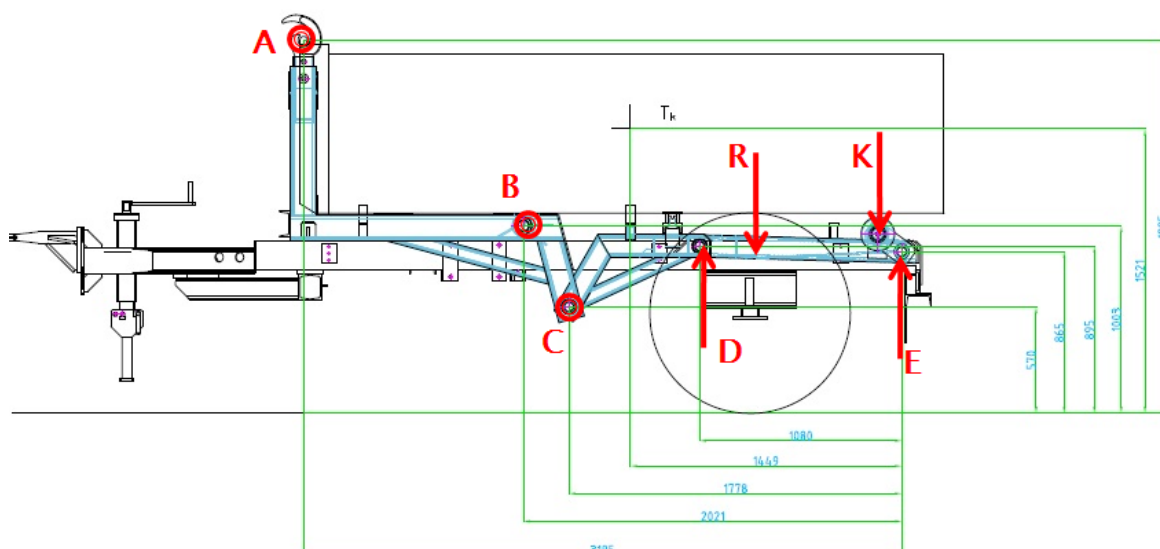
$$R_k = G_n + G_k - R_z = 19\,129,5 + 54\,445 - 13\,328 = \mathbf{60\,246,5\, N}$$

Z vypočtených údajů vyplývá, že zátěž je rozložena přes nápravu na kola a na tažné zařízení, přičemž zatížení na nápravu je z pochopitelných důvodů vyšší. Vzhledem k faktu, že obě reakce vyšly kladně, je jak závěsné zařízení, tak kola zatěžováno.

#### 4.1.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 1

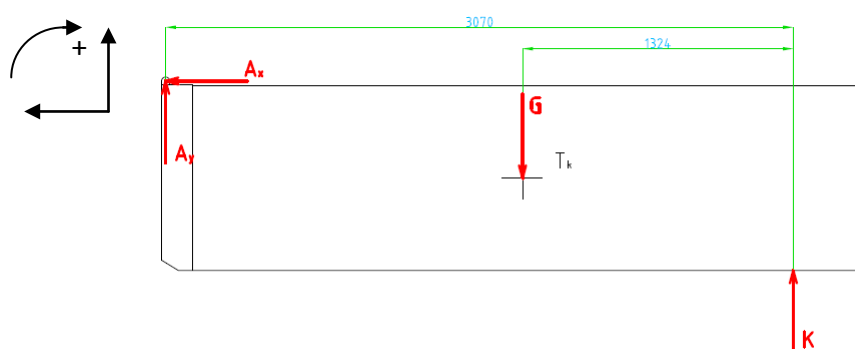
Pro výpočet sil a silový rozbor vycházím z obrázku 4.2., kde jsou znázorněny jednotlivé uzly sloužící k uvolnění a zatěžující síly, které zahrnu do výpočtu. Ve všech polohách bude zachováno totožné značení, aby byla usnadněna orientace. Jak již bylo zmíněno, přední část s hákem bude označována jako rameno 4, střední část, jako rameno 3 a zadní část (kritický prvek) bude označován jako rameno 2.

Místo, kde dochází ke styku háku s kontejnerem, jsem označil jako uzel A, kloub, ve kterém působí síla pístu, bude označováno jako uzel B. Kloub, ve kterém je spojeno rameno 4 s ramenem 3, je označeno jako uzel C. V uzlu D je spojeno rameno 3 s ramenem 2 a v uzlu E je spojeno rameno 2 se základním rámem (dále rameno 1).



Obr. 4.2. Působení sil v poloze 1

Jak jsem již zmínil, k výsledným silám se dopracuji postupným uvolňováním prvků, proto jsem si zvolil označování jednotlivých uzlů. Pro další výpočet budu pokračovat se silovým rozbořem na kontejneru. Tíhová síla kontejneru působí v jeho těžišti směrem dolů. Proti této síle působí reakční síla K, která se nachází v místě styku kontejneru s ramenem 2. V uzlu A působí dvojice sil  $A_x$  a  $A_y$ .



Obr. 4.3. Působení sil na kontejner v poloze 1

$$l_{ak} = 3070 \text{ mm}$$

$$l_{tk} = 1324 \text{ mm}$$

$$G = 54\,445,5 \text{ N}$$

(4.3.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = 0 \text{ N}$$

(4.4.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + K - G = 0$$

Dosazením z rovnice 4.5.

$$K = G - A_y = 54\,445,5 - 23\,480,7 = \mathbf{30\,964,8\,N}$$

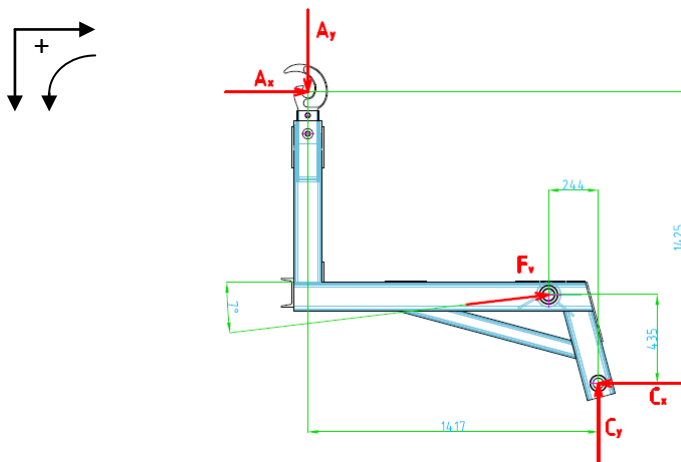
(4.5.)

$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ak} - G \cdot l_{tk} = 0$$

$$A_y = \frac{G \cdot l_{tk}}{l_{ak}} = \frac{54\,445,5 \cdot 1\,324}{3\,070} = \mathbf{23\,480,7\,N}$$

Pokračuji silovým rozbořem na rameni 4. Síly  $A_x$  a  $A_y$  jsou totožné se silami, které působí na kontejneru, avšak aby se vyrušily, mají opačnou orientaci. Aby byla splněna rovnováha, tak proti této dvojici sil působí v uzlu C síly  $C_x$  a  $C_y$ . V okamžiku spouštění kontejneru však vyvíjí píst sílu  $F_v$ , která je vyvíjena pod úhlem  $7^\circ$  (vztažmo k základní poloze nosiče).



Obr. 4.4. Působení sil na rameno 4 v poloze 1

$$l_{ac} = 1417\,mm$$

$$l_{bc} = 244\,mm$$

$$v_{ac} = 1425\,mm$$

$$v_{bc} = 435\,mm$$

(4.6.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x + F_v \cdot \cos 7 - C_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.3. a 4.8.

$$C_x = A_x + F_v \cdot \cos 7 = 0 + 72\,041,5 \cdot \cos 7 = \mathbf{71\,505,1\,N}$$

(4.7.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - C_y - F_v \cdot \sin 7 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.4. a 4.8.

$$C_y = A_y - F_v \cdot \sin 7 = 23\,480,7 - 72\,041,5 \cdot \sin 7 = \mathbf{14\,705,5\,N}$$

(4.8.)

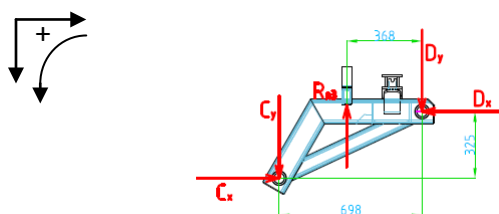
$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ac} - F_v \cdot \sin 7 \cdot l_{bc} - A_x \cdot v_{ac} - F_v \cdot \cos 7 \cdot v_{bc} = 0$$

Dosazením z 4.3. a 4.5.

$$F_v = \frac{A_y \cdot l_{ac} - A_x \cdot v_{ac}}{\sin 7 \cdot l_{bc} + \cos 7 \cdot v_{bc}} = \frac{23\,480,7 \cdot 1\,417 - 0 \cdot 1\,425}{\sin 7 \cdot 244 + \cos 7 \cdot 435} = \mathbf{72\,041,5\,N}$$

Dalším prvkem v pořadí je rameno 3, kde působí rovněž, jako v předchozím případě, silová dvojice  $C_x$  a  $C_y$ , které jsou pochopitelně opačně orientované oproti předchozímu výpočtu. Proti těmto silám působí v uzlu D silová dvojice  $D_x$  a  $D_y$ . Rameno 3 je však opřeno o základní rám a tato podpěra vyvíjí reakci  $R_{n3}$ .



Obr. 4.5. Působení sil na rameno 3 v poloze 1

$$l_{cd} = 698\,mm$$

$$l_{rd} = 368\,mm$$

$$v_{cd} = 325\,mm$$

(4.9.)

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - D_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.6.

$$D_x = C_x = \mathbf{71\,505,1\,N}$$

(4.10.)

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y + D_y - R_{n3} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.7. a 4.11.

$$D_y = R_{n3} - C_y = 91\,042,4 - 14\,705,5 = \mathbf{76\,336,9\,N}$$

(4.11.)

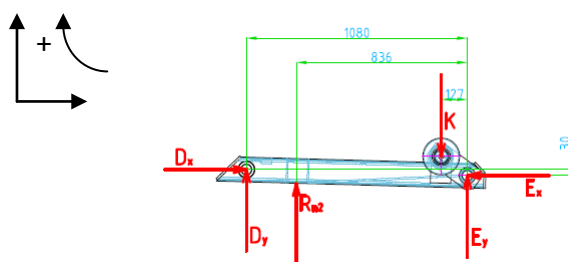
$$\sum M = 0$$

$$C_y \cdot l_{cd} - R_{n3} \cdot l_r + C_x \cdot v_{cd} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.6. a 4.7.

$$R_{n3} = \frac{C_y \cdot l_{cd} + C_x \cdot v_{cd}}{l_{rd}} = \frac{14\,705,5 \cdot 698 + 71\,505,1 \cdot 325}{368} = \mathbf{91\,042,4\,N}$$

Poslední uvolňovaným prvkem je rameno 2. Na tomto rameni působí dvojice sil  $D_x$  a  $D_y$ , proti nim působí síly  $E_x$  a  $E_y$ . Rameno 2 je položeno na základní rám a v místě dotyku s tímto rámem působí reakční síla  $R_{n2}$ . Na zadní část ramene je ještě přenášena část tíhy kontejneru K.



Obr. 4.6. Působení sil na rameno 2 v poloze 1

$$l_{de} = 1080\,mm$$

$$l_{re} = 836\,mm$$

$$v_{de} = 30\,mm$$

$$l_{ke} = 127\,mm$$

(4.12.)

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.9.

$$E_x = D_x = \mathbf{71\,505,1\,N}$$

(4.13.)

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y + E_y - K + R_{n2} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.4., 4.10. a 4.14.

$$E_y = K - D_y - R_{n2} = 30\,964,8 - 76\,336,9 - (-96\,479) = \mathbf{51\,106,9\,N} \quad (4.14.)$$

$$\sum M = 0$$

$$D_y \cdot l_{de} - K \cdot l_{ke} + R_{n2} \cdot l_{re} + D_x \cdot v_{de} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.4., 4.9. a 4.10.

$$R_{n2} = \frac{K \cdot l_{ke} - D_y \cdot l_{de} - D_x \cdot v_{de}}{l_{re}} = \frac{30\,964,8 \cdot 127 - 76\,336,9 \cdot 1\,080 - 71\,505,1 \cdot 30}{836}$$

$$R_{n2} = \mathbf{-96\,479\,N}$$

Díky zápornému výsledku reakce  $R_{n2}$  je zřejmé, že tato síla působí v opačném směru, nežli jsem původně předpokládal. Pro lepší orientaci jsem veškeré výsledky pro první polohu shrnul do následující tabulky 4.1.

Tab. 4.1. Tabulka výsledných hodnot v poloze 1

Ax	0,0	N
Ay	23 480,7	N
Cx	71 505,1	N
Cy	14 705,5	N
Dx	71 505,1	N
Dy	76 336,9	N
Ex	71 505,1	N
Ey	51 106,9	N
K	30 964,8	N
G	54 445,5	N
Rn2	-96 479,0	N
Rn3	91 042,4	N
Fv	72 041,5	N

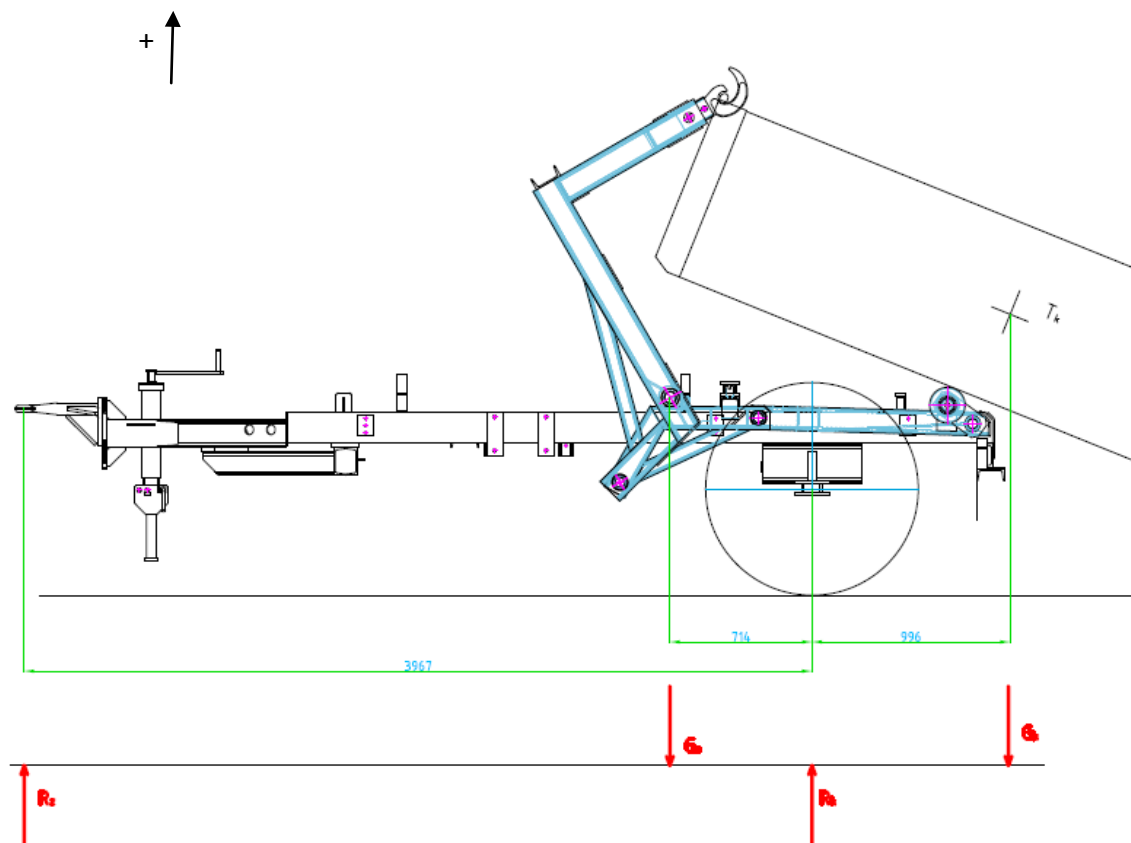
Na základě vypočtených hodnot jsem vytvořil průběh ohybových momentů pro tuto polohu. Tyto průběhy jsou uvedeny v příloze 2. Výsledný maximální ohybový moment na jeden profil řešeného ramene dle těchto průběhů činí **7 774,5 Nm**.

## 4.2. Výpočet reakcí a sil v poloze 2

Polohou 2 budeme nadále rozumět stav, kdy rameno 4 dosedne na rameno 3 a v dalším pohybu tvoří s tímto ramenem jeden celek, neboť se pohybují současně.



#### 4.2.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 2



Obr. 4.7. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 2

V případě, kdy dosedne rameno 4 na rameno 3, budou zatěžující síly působit obdobně, jako v předchozím případě. Na zařízení čili budou působit následující síly:

Tíhová síla kontejneru:

$$G_k = 5\,550 \cdot 9,81 = 54\,445\, N$$

Tíhová síla návěsu:

$$G_n = 1\,950 \cdot 9,81 = 19\,129,5\, N$$

Neznámými ve výpočtu zůstávají reakce v tažném zařízení  $R_z$  a reakce v kolech  $R_k$ . Zůstává stejná i vzdálenost reakce v tažném zařízení k uložení kol, která je 3 967 mm. Mění se však vzdálenost těžiště kontejneru a těžiště návěsů. Těžiště kontejneru  $T_k$  je vzdálené od uložení kol 996 mm. Na rozdíl od předchozího případu je těžiště kontejneru posunuté za uložení kol. Těžiště návěsu  $T_n$  se posunulo k uložení kol na 714 mm.

(4.15.)

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_z - G_n - G_k + R_k = 0$$

(4.16.)

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow R_z \cdot 3\,967 - G_n \cdot 714 + G_k \cdot 996 = 0$$

$$R_z = \frac{G_n \cdot 714 - G_k \cdot 996}{3\,967} = \frac{19\,129,5 \cdot 714 - 54\,445 \cdot 996}{3\,967}$$

$$R_z = -10\,226,5 \text{ N}$$

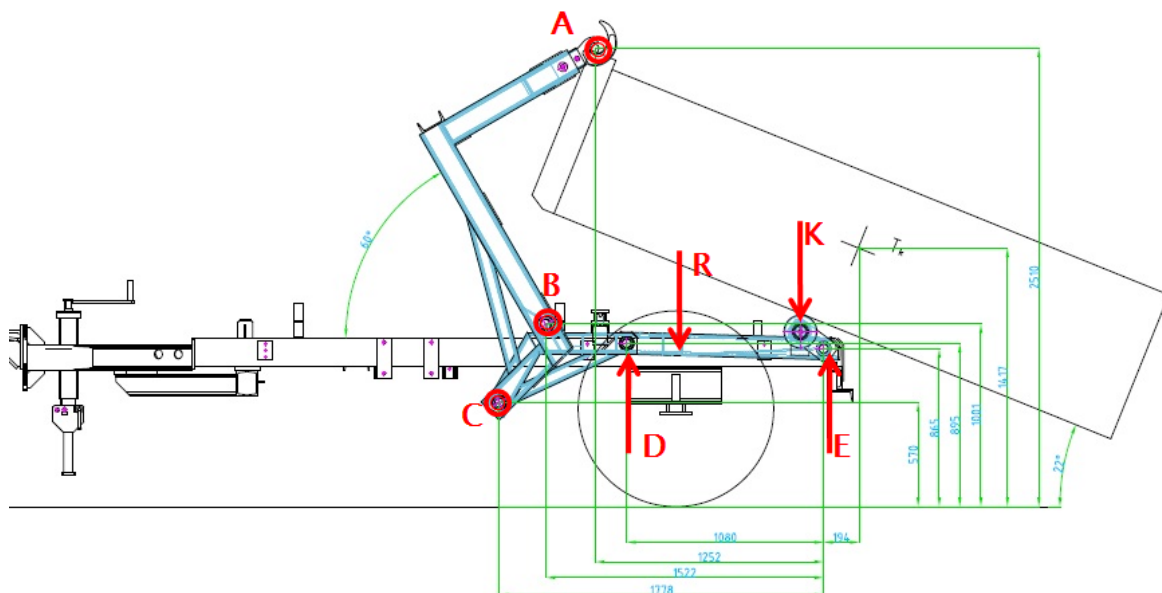
Dosazením do rovnice 4.15.

$$R_k = G_n + G_k - R_z = 19\,129,5 + 54\,445 - (-10\,226,5) = 83\,801 \text{ N}$$

Reakce v závěsu nám vyšla záporná, z toho vyplývá, že závěsné zařízení je nadlehčováno. Díky posunutí těžiště směrem dozadu působí tíha kontejneru proti tíhové síle traktoru a tím závěsné zařízení nadlehčuje, vlivem tohoto jevu je zatížení na kola nápravy vyšší.

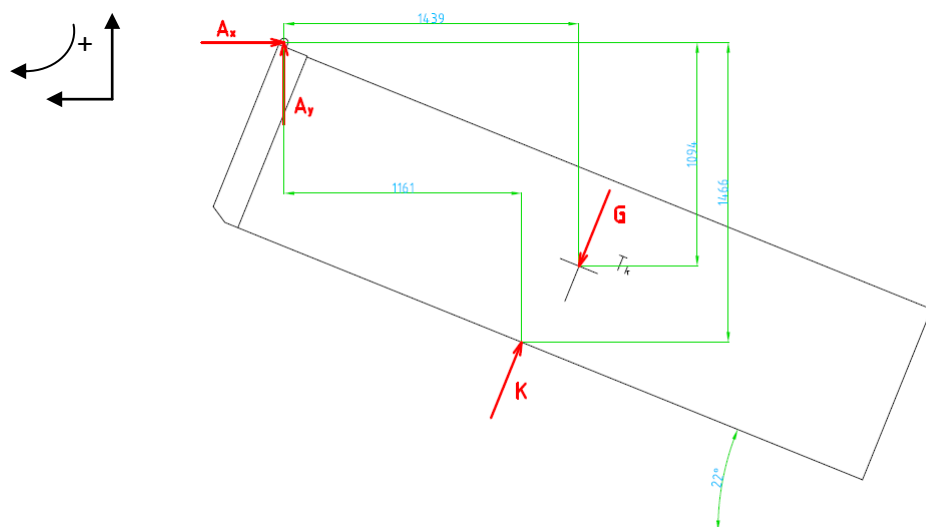
#### 4.2.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 2

Pro tento výpočet vycházím z obrázku 4.8., kde jsou znázorněny průběhy jednotlivých sil. Označení ramen a uzlů je totožné s polohou 1. Část tíhové síly kontejneru je přenášena na rameno 4 v uzlu A, část tíhy je přenášena na rameno 2 v místě K. Neznámými, které je nutno vypočítat jsou síly v uzlech D, E a reakční síla  $R_{n2}$ .



Obr. 4.8. Působení sil v poloze 2

Stejně jako v poloze 1, budu i zde pokračovat obdobně. Postupným uvolňováním prvků se dopočítám k zatěžujícím silám v rameni 2. Z obrázku 4.9. je patrné, že kontejner svírá se zemí úhel  $22^\circ$  a obdobně jako v poloze 1 i zde působí síly  $G$ ,  $K$  a silová dvojice  $A_x$  a  $A_y$ .



Obr. 4.9. Působení sil na kontejner v poloze 2

$$l_{ak} = 1161 \text{ mm}$$

$$l_{at} = 1439 \text{ mm}$$

$$v_{ak} = 1466 \text{ mm}$$

$$v_{at} = 1094 \text{ mm}$$

$$G = 54\,445,5 \text{ N}$$

(4.17.)

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x + G \cdot \sin 22 - K \cdot \sin 22 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.19.

$$A_x = G \cdot \sin 22 - K \cdot \sin 22 = 54\,445,5 \cdot \sin 22 - 31\,035,5 \cdot \sin 22 = 8\,765,3 \text{ N}$$

(4.18.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + K \cdot \cos 22 - G \cdot \cos 22 = 0$$

$$A_y = G \cdot \cos 22 - K \cdot \cos 22 = 54\,445,5 \cdot \cos 22 - 31\,035,5 \cdot \cos 22 = 21\,707,1 \text{ N}$$

(4.19.)

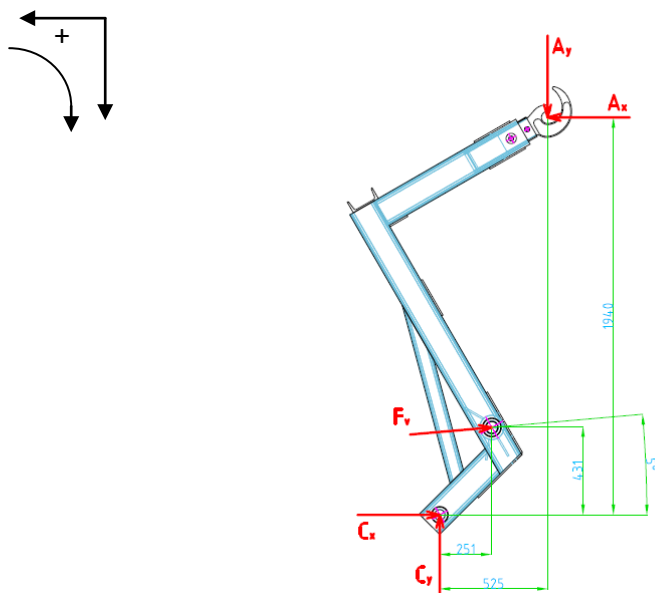
$$\sum M = 0$$

$$G \cdot \cos 22 \cdot l_{at} - G \cdot \sin 22 \cdot v_{at} - K \cdot \cos 22 \cdot l_{ak} - K \cdot \sin 22 \cdot v_{ak} = 0$$

$$K = \frac{G \cdot \cos 22 \cdot l_{at} - G \cdot \sin 22 \cdot v_{at}}{\cos 22 \cdot l_{ak} + \sin 22 \cdot v_{ak}} = \frac{54\,445,5 \cdot \cos 22 \cdot 1\,439 - 54\,445,5 \cdot \sin 22 \cdot 1\,094}{\cos 22 \cdot 1\,161 + \sin 22 \cdot 1\,466}$$

$$K = 31\,035,5\,N$$

Na rameno 4 působí v uzlu A dvojice sil  $A_x$  a  $A_y$ , proti této dvojici sil působí v uzlu C síly  $C_x$  a  $C_y$ . Obdobně jako v předchozím případě v poloze 1, i zde působí v uzlu B síla  $F_v$  vyvozená od pístu. Píst je sklopen pod úhlem  $5^\circ$ .



Obr. 4.10. Působení sil na rameno 4 v poloze 2

$$l_{ac} = 1940\,mm$$

$$l_{bc} = 431\,mm$$

$$v_{ac} = 525\,mm$$

$$v_{bc} = 251\,mm$$

(4.20.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x - F_v \cdot \cos 5 - C_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.17. a 4.22.

$$C_x = A_x - F_v \cdot \cos 5 = 8\,765,3 - (-219\,827,8) \cdot \cos 5 = 227\,757,5\,N$$

(4.21.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - C_y - F_v \cdot \sin 5 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.18. a 4.22.

$$C_y = A_y - F_v \cdot \sin 5 = 21\,707,1 - (-219\,827,8) \cdot \sin 5 = 40\,856,7\,N$$

(4.22.)

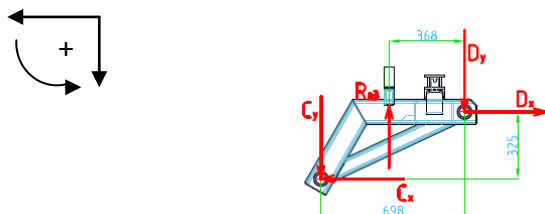
$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ac} - F_v \cdot \sin 5 \cdot l_{bc} + A_x \cdot v_{ac} + F_v \cdot \cos 5 \cdot v_{bc} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.17. a 4.18.

$$F_v = \frac{A_y \cdot l_{ac} + A_x \cdot v_{ac}}{\sin 5 \cdot l_{bc} - \cos 5 \cdot v_{bc}} = \frac{21\,707,1 \cdot 1\,940 + 8\,765,3 \cdot 525}{\sin 5 \cdot 431 - \cos 5 \cdot 251} = -219\,827,8 \text{ N}$$

Silové poměry na rameni 3 jsou v této poloze totožné s polohou 1. Rovněž i zde vystupují síly  $C_x$  a  $C_y$  v uzlu C, proti nim působí v uzlu D síly  $D_x$  a  $D_y$ . V rameni vystupuje ještě jedna neznámá, a sice reakce  $R_{n3}$ , která vzniká v opěrném bodě mezi základním rámem a ramenem 3.



Obr. 4.11. Působení sil na rameno 3 v poloze 2

$$l_{cd} = 698 \text{ mm}$$

$$l_{rd} = 368 \text{ mm}$$

$$v_{cd} = 325 \text{ mm}$$

(4.23.)

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - D_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.20.

$$D_x = C_x = 227\,757,5 \text{ N}$$

(4.24.)

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y + D_y - R_{n3} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.21. a 4.25.

$$D_y = R_{n3} - C_y = 278\,638,9 - 40\,856,7 = 237\,782,3 \text{ N}$$

(4.25.)

$$\sum M = 0$$

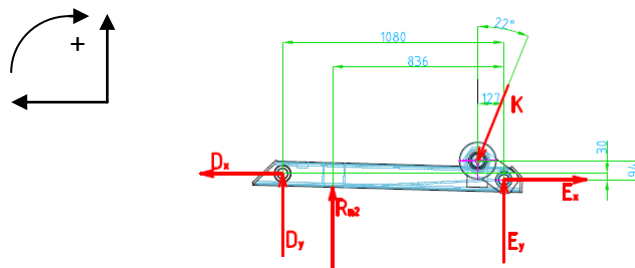
$$C_y \cdot l_{cd} - R_{n3} \cdot l_r + C_x \cdot v_{cd} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.20. a 4.21.

$$R_{n3} = \frac{C_y \cdot l_{cd} + C_x \cdot v_{cd}}{l_r} = \frac{40\,856,7 \cdot 698 + 227\,757,5 \cdot 325}{368} = 278\,638,9 \text{ N}$$

V rameni 2 bude situace opět obdobná s předchozí polohou, jelikož toto rameno jako jediné nemění během funkce natahovače nijak svou polohu (poloha ramene se mění

pouze v případě vysypávání kontejneru). Budou zde tedy působit stejné síly, jako v poloze 1, čili  $D_x$  a  $D_y$  v uzlu D,  $E_x$  a  $E_y$  v uzlu E, reakce  $R_{n2}$  působící v opěrném bodě a reakce vyvolaná částí tíhové síly kontejneru v bodě K.



Obr. 4.12. Působení sil na rameno 2 v poloze 2

$$l_{de} = 1080 \text{ mm}$$

$$l_{re} = 836 \text{ mm}$$

$$v_{de} = 30 \text{ mm}$$

$$l_{ke} = 127 \text{ mm}$$

$$v_{ke} = 94 \text{ mm}$$

(4.26.)

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x + K \cdot \sin 22 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.19. a 4.23.

$$E_x = D_x + K \cdot \sin 22 = 227\,757,5 + 31\,035,5 \cdot \sin 22 = \mathbf{239\,378\,N}$$

(4.27.)

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y + E_y - K \cdot \cos 22 + R_{n2} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.19., 4.24. a 4.28.

$$E_y = K \cdot \cos 22 - D_y - R_{n2} = 31\,035,5 \cdot \cos 22 - 237\,782,3 - (-309\,677,6) = \mathbf{100\,673,2\,N}$$

(4.28.)

$$\sum M = 0$$

$$D_y \cdot l_{de} - K \cdot \cos 22 \cdot l_{ke} + R_{n2} \cdot l_{re} + D_x \cdot v_{de} - K \cdot \sin 22 \cdot v_{ke} = 0$$

$$R_{n2} = \frac{K \cdot \cos 22 \cdot l_{ke} - D_y \cdot l_{de} - D_x \cdot v_{de} + K \cdot \sin 22 \cdot v_{ke}}{l_{re}} =$$

$$= \frac{31\,035,5 \cdot \cos 22 \cdot 127 - 237\,782,3 \cdot 1\,080 - 227\,757,5 \cdot 30 + 31\,035,5 \cdot \sin 22 \cdot 94}{836}$$

$$R_{n2} = \mathbf{-309\,677,6\,N}$$

Reakční síla v opěrném bodě je opět záporná, z čehož vyplývá, že orientace této síly je oproti předpokladu opačná. Vypočítané síly pro polohu 2 jsou shrnuty v tabulce 4.2.

Tab. 4.2. Tabulka výsledných hodnot v poloze 2

Ax	8 765,3	N
Ay	21 707,1	N
Cx	227 757,5	N
Cy	40 856,7	N
Dx	227 757,5	N
Dy	237 782,3	N
Ex	239 378,0	N
Ey	100 673,2	N
G	54 445,5	N
K	31 035,5	N
Fv	-219 827,8	N
Rn3	278 638,9	N
Rn2	-309 677,6	N

Průběhy ohybových momentů pro polohu 2 jsou uvedeny v příloze 3. Jsou vytvořeny na základě výše uvedených vypočtených hodnot. Výsledný maximální ohybový moment na jeden profil řešeného ramene dle těchto průběhů činí **20 643 Nm**.

### **4.3. Výpočet reakcí a sil v poloze 3**

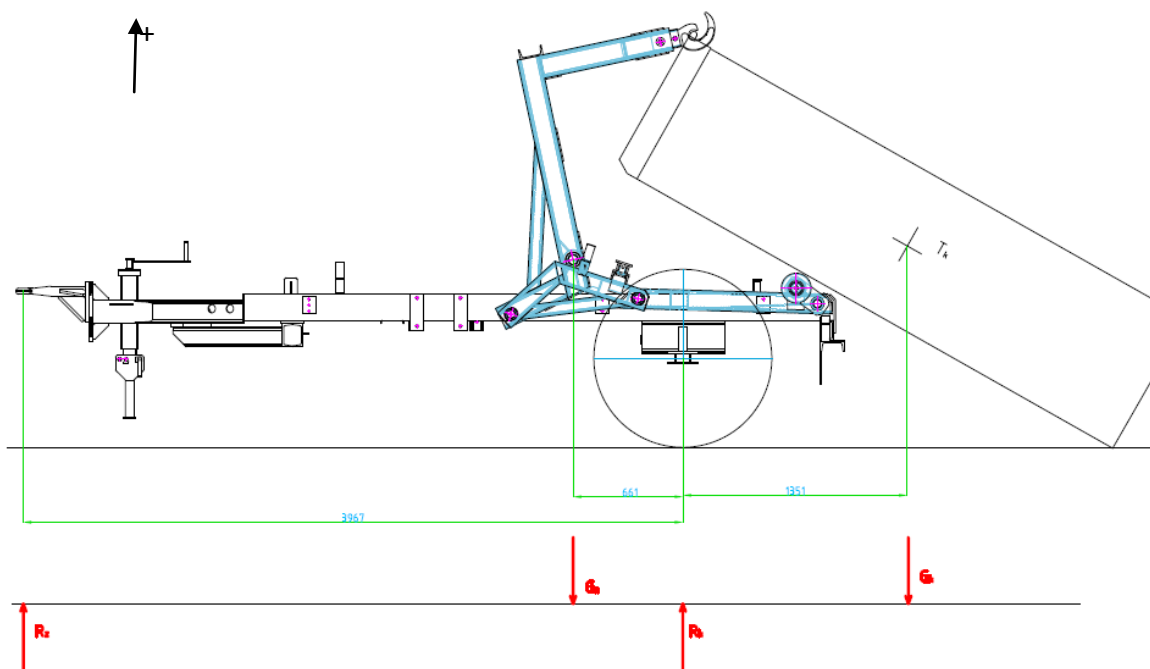
V poloze 3 se zařízení nachází v okamžiku, kdy zadní část kontejneru dosedne na zem a tím se začne část tíhy přenášet přímo na pozemní komunikaci. Jelikož se ale v tomto okamžiku prudce mění zatěžovací poměry, je tato poloha rozdělena na 2 části.

V první části výpočtu se budu věnovat okamžiku, kdy kontejner stále doléhá na rameno 2 a toto rameno přenáší část tíhové síly kontejneru. Přitom se kontejner ještě nedotýká země.

Ve druhé části výpočtu v této poloze se budu věnovat okamžiku, kdy se kontejner dotknul země a část tíhové síly kontejneru je přenášena na tuto zem, nikoliv na rameno 2.

Změna úhlu naklonění ramen a kontejneru je v obou těchto případech zcela zanedbatelná a v určitém okamžiku se zmíněné silové poměry mění skokově.

### 4.3.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 3



Obr. 4.13. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 3

Situace je velice podobná předchozímu stavu. Změní se nám pouze poloha těžiště nosiče a kontejneru, ale ostatní hodnoty zůstanou zachovány. Na zařízení tedy budou opět působit následující síly:

Tíhová síla kontejneru:

$$G_k = 5\,550 \cdot 9,81 = 54\,445 \text{ N}$$

Tíhová síla návěsu:

$$G_n = 1\,950 \cdot 9,81 = 19\,129,5 \text{ N}$$

Neznámými ve výpočtu jsou opět reakce v tažném zařízení  $R_z$  a reakce v kolech  $R_k$ . Vzdálenost reakce v tažném zařízení k uložení kol je opět 3 967 mm. Jak jsem zmínil, mění se vzdálenost těžiště kontejneru a těžiště návěsů. Těžiště kontejneru  $T_k$  je vzdálené od uložení kol 1 351 mm. Těžiště návěsu  $T_n$  se posunulo k uložení kol na hodnotu 661 mm.

(4.29.)

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_z - G_n - G_k + R_k = 0$$

(4.30.)

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow R_z \cdot 3\,967 - G_n \cdot 661 + G_k \cdot 1\,351 = 0$$

$$R_z = \frac{G_n \cdot 661 - G_k \cdot 1\,351}{3\,967} = \frac{19\,129,5 \cdot 661 - 54\,445 \cdot 1\,351}{3\,967}$$



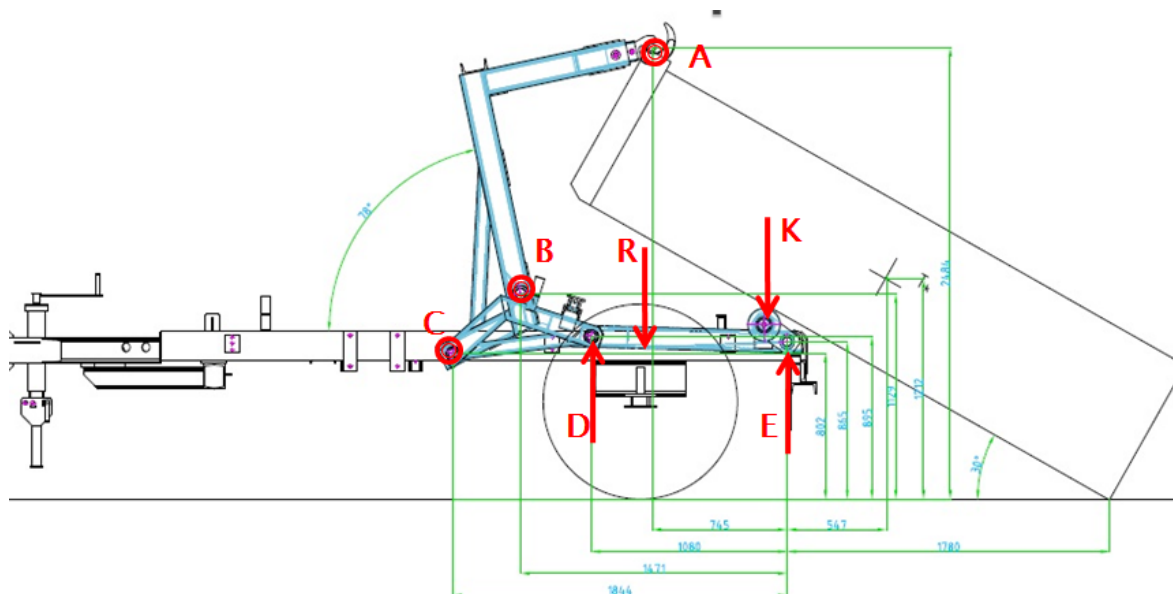
$$R_z = -15\,354,3\,N$$

Dosazením do rovnice 4.29.

$$R_k = G_n + G_k - R_z = 19\,129,5 + 54\,445 - (-15\,354,3) = 88\,928,8\,N$$

Výsledkem je opět záporná reakce v závěsném zařízení a navýšení reakční síly v oblasti kol. Důsledkem je opět posunutí těžiště směrem ke kolům.

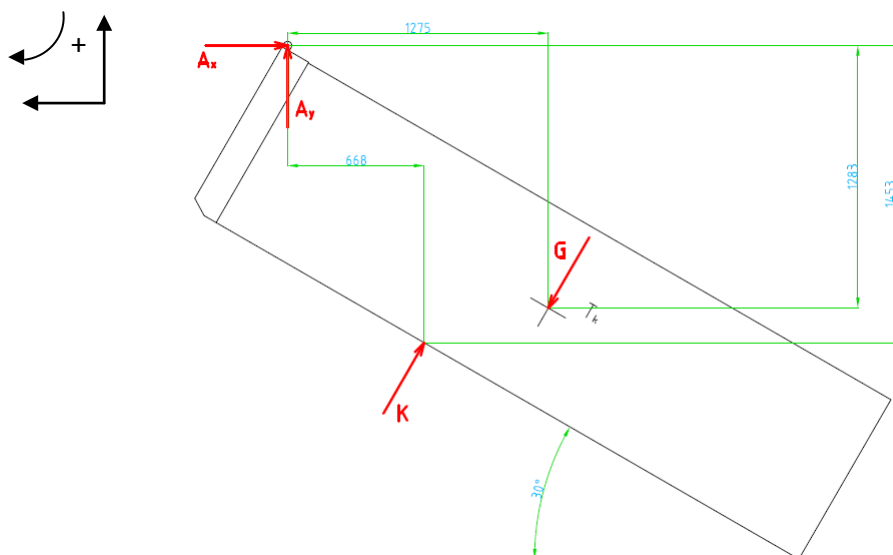
#### 4.3.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)



Obr. 4.14. Působení sil v poloze 3 (část tíhové síly kontejneru přenášena na rameno 2)

Poloha kontejneru vůči zemi je nakloněna o úhel  $30^\circ$  a neznámými, které je potřeba vypočítat jsou opět síly působící v uzlech D, E, K a R. Jak jsem již uvedl, v poloze 3 se budu zabývat 2 variantami z důvodů skokové změny silových poměrů. Tyto výpočty se věnují variantě, kdy část tíhové síly kontejneru připadá na rameno 2 v uzlu K a kontejner se nedotýká země.

Na obrázku 4.15. jsou znázorněny síly působící na kontejner. Neznámými jsou tradičně síly  $A_x$  a  $A_y$  a reakce K vyvolaná částí tíhové síly kontejneru. Známou hodnotou je tíhová síla kontejneru G.



Obr. 4.15. Působení sil na kontejner v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)

$$l_{ak} = 668 \text{ mm}$$

$$l_{at} = 1275 \text{ mm}$$

$$v_{ak} = 1453 \text{ mm}$$

$$v_{at} = 1283 \text{ mm}$$

$$G = 54\,445,5 \text{ N}$$

(4.31.)

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x + G \cdot \sin 30 - K \cdot \sin 30 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.33.

$$A_x = G \cdot \sin 30 - K \cdot \sin 30 = 54\,445,5 \cdot \sin 30 - 19\,326,4 \cdot \sin 30 = \mathbf{17\,551,5 \text{ N}}$$

(4.32.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + K \cdot \cos 30 - G \cdot \cos 30 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.33.

$$A_y = G \cdot \cos 30 - K \cdot \cos 30 = 54\,445,5 \cdot \cos 30 - 19\,326,4 \cdot \cos 30 = \mathbf{30\,418,7 \text{ N}}$$

(4.33.)

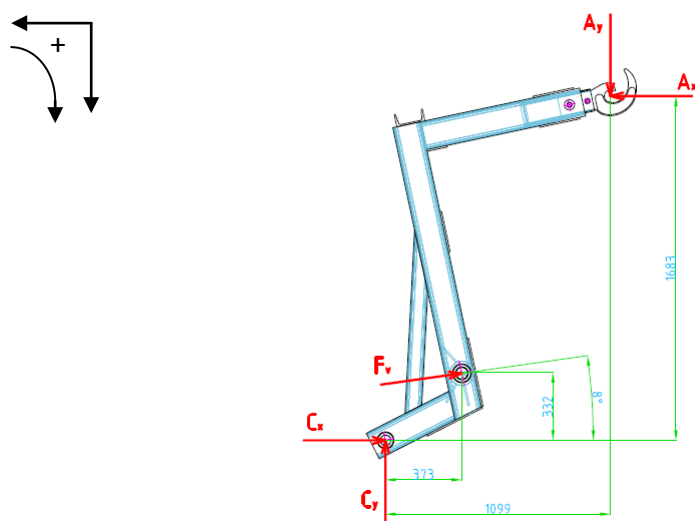
$$\sum M = 0$$

$$G \cdot \cos 30 \cdot l_{at} - G \cdot \sin 30 \cdot v_{at} - K \cdot \cos 30 \cdot l_{ak} - K \cdot \sin 30 \cdot v_{ak} = 0$$

$$K = \frac{G \cdot \cos 30 \cdot l_{at} - G \cdot \sin 30 \cdot v_{at}}{\cos 30 \cdot l_{ak} + \sin 30 \cdot v_{ak}} = \frac{54\,445,5 \cdot \cos 30 \cdot 1\,275 - 54\,445,5 \cdot \sin 30 \cdot 1\,283}{\cos 30 \cdot 668 + \sin 30 \cdot 1\,453}$$

$$K = \mathbf{19\,326,4 \text{ N}}$$

Na rameno 4 působí v uzlu A síly  $A_x$  a  $A_y$ , proti nim se v uzlu C nachází síly  $C_x$  a  $C_y$  a v uzlu B působí síla  $F_v$  vyvolaná pístem. Píst je nakloněn pod úhlem  $8^\circ$ , jak je patrné z obrázku 4.16.



Obr. 4.16. Působení sil na rameno 4 v poloze 3

$$l_{ac} = 1683 \text{ mm}$$

$$l_{bc} = 332 \text{ mm}$$

$$v_{ac} = 1099 \text{ mm}$$

$$v_{bc} = 373 \text{ mm}$$

(4.34.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x - F_v \cdot \cos 8 - C_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.31. a 4.36.

$$C_x = A_x - F_v \cdot \cos 8 = 17\,551,5 - (-348\,278,9) \cdot \cos 8 = \mathbf{362\,444,4 \text{ N}}$$

(4.35.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - C_y - F_v \cdot \sin 8 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.32. a 4.36.

$$C_y = A_y - F_v \cdot \sin 8 = 30\,418,7 - (-348\,278,9) \cdot \sin 8 = \mathbf{78\,865,4 \text{ N}}$$

(4.36.)

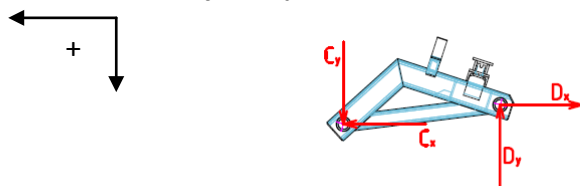
$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ac} - F_v \cdot \sin 8 \cdot l_{bc} + A_x \cdot v_{ac} + F_v \cdot \cos 8 \cdot v_{bc} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.31. a 4.32.

$$F_v = \frac{A_y \cdot l_{ac} + A_x \cdot v_{ac}}{\sin 8 \cdot l_{bc} - \cos 8 \cdot v_{bc}} = \frac{30\,418,7 \cdot 1\,683 + 17\,551,5 \cdot 1\,099}{\sin 8 \cdot 332 - \cos 8 \cdot 373} = \mathbf{-348\,278,9 \text{ N}}$$

Od polohy 2 se rameno 3 pohybuje současně s ramenem 4 a neopírá se nikde o základní rám. Z tohoto důvodu můžeme brát rameno 3 a rameno 4 jako jeden celek, který přenáší v uzlech C a D stejné síly.



Obr. 4.17. Působení sil na rameno 3 v poloze 3

(4.37.)

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - D_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.34.

$$D_x = C_x = 362\,444,4\,N$$

(4.38.)

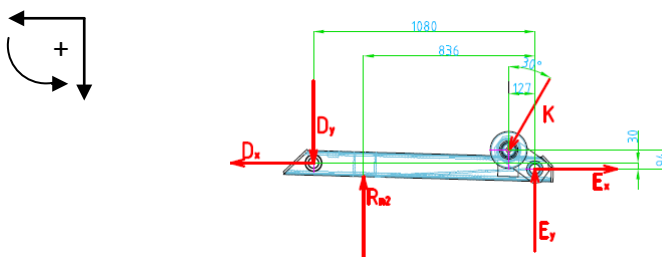
$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - D_y = 0$$

Dosazením z rovnice 4.35.

$$D_y = C_y = 78\,865,4\,N$$

V okamžiku, kdy je přenášena část tíhové síly kontejneru na rameno 2, jsou zachovány neznámé obdobně, jako v předchozích polohách. Cílem je tedy opět vypočítat reakci  $R_{n2}$  v opěrném bodě R a silovou dvojici  $E_x$  a  $E_y$ , při známých hodnotách  $D_x$ ,  $D_y$  a reakční síle K.



Obr. 4.18. Působení sil na rameno 2 v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)

$$l_{de} = 1080\,mm$$

$$l_{re} = 836\,mm$$

$$v_{de} = 30\,mm$$

$$l_{ke} = 127\,mm$$

$$v_{ke} = 94\,mm$$

(4.39.)

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x - K \cdot \sin 30 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.33. a 4.37.

$$E_x = D_x - K \cdot \sin 30 = 362\,444,4 - 19\,326,4 \cdot \sin 30 = \mathbf{352\,785,6\,N}$$

(4.40.)

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - E_y + K \cdot \cos 30 - R_{n2} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.33., 4.38. a 4.41.

$$E_y = K \cdot \cos 30 + D_y - R_{n2} = 19\,326,4 \cdot \cos 30 + 78\,865,4 - 90\,334,1 = \mathbf{5\,271\,N}$$

(4.41.)

$$\sum M = 0$$

$$D_y \cdot l_{de} + K \cdot \cos 30 \cdot l_{ke} - R_{n2} \cdot l_{re} - D_x \cdot v_{de} - K \cdot \sin 30 \cdot v_{ke} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.33., 4.37. a 4.38.

$$R_{n2} = \frac{K \cdot \cos 30 \cdot l_{ke} + D_y \cdot l_{de} - D_x \cdot v_{de} - K \cdot \sin 30 \cdot v_{ke}}{l_{re}} =$$

$$= \frac{19\,326,4 \cdot \cos 30 \cdot 127 + 78\,865,4 \cdot 1\,080 - 362\,444,4 \cdot 30 - 19\,326,4 \cdot \sin 30 \cdot 94}{836}$$

$$R_{n2} = \mathbf{90\,334,1\,N}$$

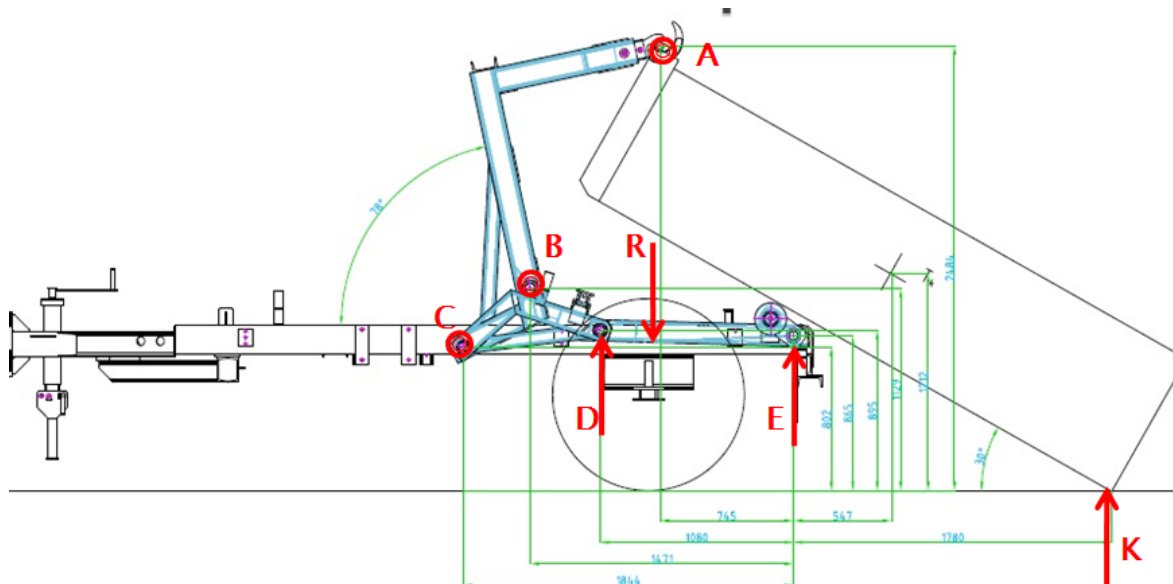
Reakční síla vyšla kladná, což znamená, že původní předpoklad orientace sil byl správný. V následující tabulce 4.3. jsou shrnuty výsledné hodnoty výpočtu.

Tab. 4.3. Tabulka výsledných hodnot v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)

Ax	17 551,5	N
Ay	30 418,7	N
Cx	362 444,4	N
Cy	78 865,4	N
Dx	362 444,4	N
Dy	78 865,4	N
Ex	352 785,6	N
Ey	5 271,0	N
K	19 326,4	N
G	54 445,5	N
Fv	-348 278,9	N
Rn2	90 334,1	N

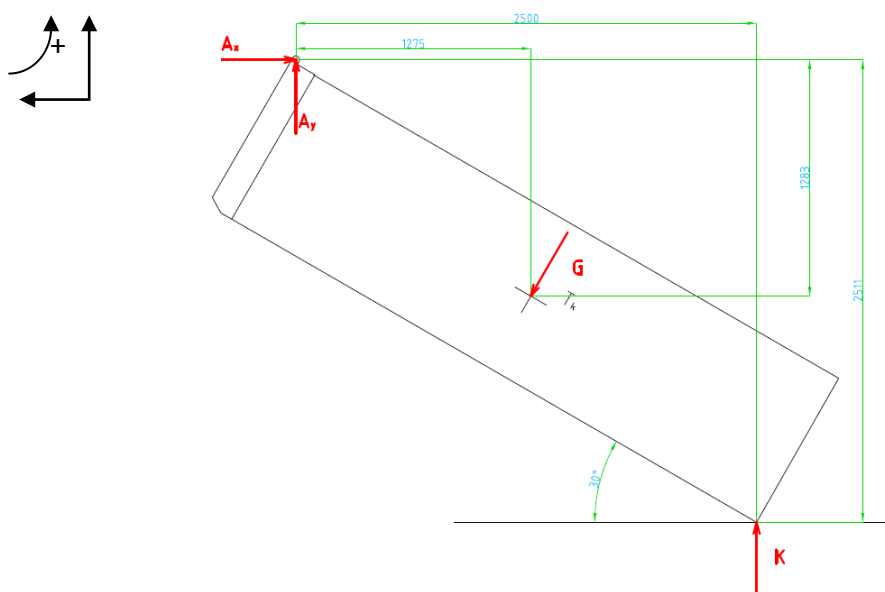
Z vypočtených hodnot jsem opět určil maximální ohybové momenty pro polohu 3 s přenášením části tíhové síly kontejneru na rameno 2, které jsou uvedeny v příloze 4. Výsledný maximální ohybový moment na jeden profil řešeného ramene dle těchto průběhů činí **9 322,5 Nm**.

#### 4.3.3. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na zemi)



Obr. 4.19. Působení sil v poloze 3 (část tíhové síly kontejneru přenášena na zem)

V tomto případě je část tíhové síly kontejneru přenášena přímo na zem, nikoliv na rameno 2, jako tomu bylo v předchozím případě. Známým údajem je tíhová síla kontejneru  $G$ , neznámými ve výpočtu jsou síly  $A_x$  a  $A_y$  a reakční síla  $K$ .



Obr. 4.20. Působení sil na kontejner v poloze 3 (tíhová síla na zemi)

$$l_{ak} = 2500 \text{ mm}$$

$$l_{at} = 1275 \text{ mm}$$

$$v_{ak} = 2511 \text{ mm}$$

$$v_{at} = 1283 \text{ mm}$$

$$G = 54\,445,5 \text{ N}$$

(4.42.)

$$\sum F_x = 0$$

$$-A_x + G \cdot \sin 30 = 0$$

$$A_x = G \cdot \sin 30 = 54\,445,5 \cdot \sin 30 = \mathbf{27\,210,2 \text{ N}}$$

(4.43.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + K - G \cdot \cos 30 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.44.

$$A_y = G \cdot \cos 30 - K = 54\,445,5 \cdot \cos 30 - 10\,086,5 = \mathbf{37\,071,9 \text{ N}}$$

(4.44.)

$$\sum M = 0$$

$$K \cdot l_{ak} - G \cdot \cos 30 \cdot l_{at} + G \cdot \sin 30 \cdot v_{at} = 0$$

$$K = \frac{G \cdot \cos 30 \cdot l_{at} - G \cdot \sin 30 \cdot v_{at}}{l_{ak}} = \frac{54\,445,5 \cdot \cos 30 \cdot 1\,275 - 54\,445,5 \cdot \sin 30 \cdot 1\,283}{2\,500}$$

$$K = \mathbf{10\,086,5 \text{ N}}$$

Silové poměry v této poloze jsou na rameni 4 totožné s předchozím případem, mění se však velikosti sil v jednotlivých uzlech. Silové poměry ramene 4 v této poloze můžete vidět na obrázku 4.16.

$$l_{ac} = 1683 \text{ mm}$$

$$l_{bc} = 332 \text{ mm}$$

$$v_{ac} = 1099 \text{ mm}$$

$$v_{bc} = 373 \text{ mm}$$

(4.45.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x - F_v \cdot \cos 8 - C_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.42. a 4.47.

$$C_x = A_x - F_v \cdot \cos 8 = 27\,210,2 - (-456\,058,8) \cdot \cos 8 = \mathbf{478\,835,2 \text{ N}}$$

(4.46.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - C_y - F_v \cdot \sin 8 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.43. a 4.47.

$$C_y = A_y - F_v \cdot \sin 8 = 37\,071,9 - (-456\,058,8) \cdot \sin 8 = \mathbf{100\,511,1\,N}$$

(4.47.)

$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ac} - F_v \cdot \sin 8 \cdot l_{bc} + A_x \cdot v_{ac} + F_v \cdot \cos 8 \cdot v_{bc} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.42. a 4.43.

$$F_v = \frac{A_y \cdot l_{ac} + A_x \cdot v_{ac}}{\sin 8 \cdot l_{bc} - \cos 8 \cdot v_{bc}} = \frac{37\,071,9 \cdot 1\,683 + 27\,210,2 \cdot 1\,099}{\sin 8 \cdot 332 - \cos 8 \cdot 373} = \mathbf{-456\,058,8\,N}$$

Obdobně, jako v předchozím případě, i zde můžeme rameno 4 s ramenem 3 brát jako jeden celek, neboť se pohybují současně a nikde není ani jedno rameno podepřeno. Silové poměry se opět nemění, tudíž rozložení sil můžete vidět na obrázku 4.17.

(4.48.)

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - D_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.45.

$$D_x = C_x = \mathbf{478\,835,2\,N}$$

(4.49.)

$$\sum F_y = 0$$

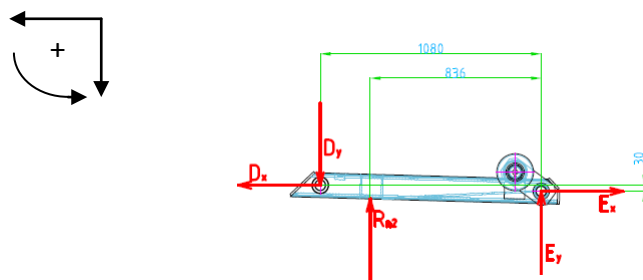
$$C_y - D_y = 0$$

Dosazením z rovnice 4.46.

$$D_y = C_y = \mathbf{100\,511,1\,N}$$

V případě ramene 2 pro tuto variantu lze říci, že se silové poměry oproti dosavadnímu průběhu poněkud změnily. Zůstávají nadále neznámé síly  $E_x$  a  $E_y$  a reakční síla  $R_{n2}$  v bodě R, avšak v tomto okamžiku již na rameno 2 nepůsobí reakční síla K vyvolaná od působení části tíhové síly kontejneru. Rozložení sil je patrné z obrázku 4.21.





Obr. 4.21. Působení sil na rameno 2 v poloze 3 (tíhová síla na zemi)

$$l_{de} = 1080 \text{ mm}$$

$$l_{re} = 836 \text{ mm}$$

$$v_{de} = 30 \text{ mm}$$

(4.50.)

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.48.

$$E_x = D_x = 478\,835,2 \text{ N}$$

(4.51.)

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - E_y - R_{n2} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.49. a 4.52.

$$E_y = D_y - R_{n2} = 100\,511,1 - 112\,663,8 = -12\,152,7 \text{ N}$$

(4.52.)

$$\sum M = 0$$

$$D_y \cdot l_{de} - R_{n2} \cdot l_{re} - D_x \cdot v_{de} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.48. a 4.49.

$$R_{n2} = \frac{D_y \cdot l_{de} - D_x \cdot v_{de}}{l_{re}} = \frac{100\,511,1 \cdot 1\,080 - 478\,835,2 \cdot 30}{836} = 112\,663,8 \text{ N}$$

Předpokládané rozložení sil se nepotvrdilo, neboť síla  $E_y$  vyšla záporně a bude mít tedy ve skutečnosti opačnou orientaci. Výsledné hodnoty výpočtů jsou shrnuty v následující tabulce 4.4.

Tab. 4.4. Tabulka výsledných hodnot v poloze 3 (tíhová síla na zemi)

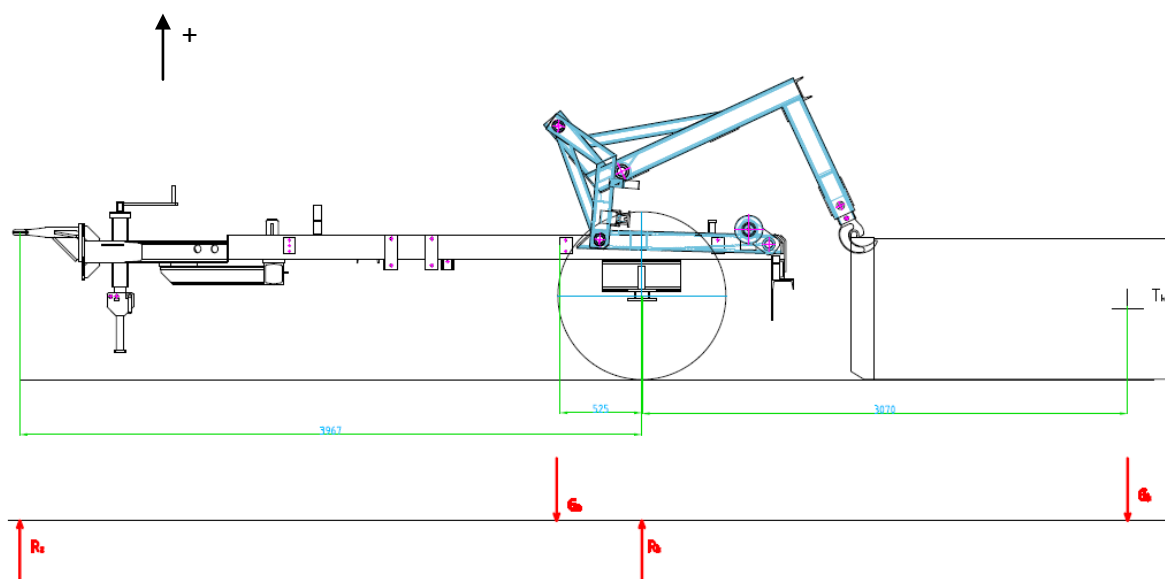
Ax	27 210,2	N
Ay	37 071,9	N
Cx	478 835,2	N
Cy	100 511,1	N
Dx	478 835,2	N
Dy	100 511,1	N
Ex	478 835,2	N
Ey	-12 152,7	N
K	10 086,5	N
G	54 445,5	N
Fv	-456 058,8	N
Rn2	112 663,8	N

Na základě výpočtů jsem provedl průběhy ohybových momentů na rameni 2 pro tuto polohu, které jsou zahrnuty v příloze 5. Výsledný maximální ohybový moment na jeden profil řešeného ramene dle těchto průběhů činí **6 870,5 Nm**.

#### 4.4. Výpočet reakcí a sil v poloze 4

V poloze 4 se nachází kontejner tehdy, je li ji téměř zcela spuštěn z nosiče. V této poloze téměř celou plochou dosedá na zem, přičemž je stále převážná část tíhy přenášena na hák nosiče.

##### 4.4.1. Výpočet reakcí v závěsu a kolech v poloze 4



Obr. 4.22. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 4

Bude-li kontejner složený, těžiště kontejneru bude vzdálené od uložení kol 3070 mm. Dá se tedy předpokládat, že v tomto případě bude zatížení tažného zařízení největší. Směr působení síly bude, podle zvolené orientace, kladný a síla bude traktor nadzvedávat. Těžiště kontejneru je vzdálené od uložení kol 525 mm. Tíhové síly zůstávají stejné:

Tíhová síla kontejneru:

$$G_k = 5\,550 \cdot 9,81 = 54\,445 \text{ N}$$

Tíhová síla nosiče:

$$G_n = 1\,950 \cdot 9,81 = 19\,129,5 \text{ N}$$

Rovněž zůstane zachována vzdálenost reakce v tažném zatížení k uložení kol 3 967 mm. Neznámé ve výpočtu jsou reakce v tažném zařízení  $R_z$  a reakce v uložení kol  $R_k$ .

**(4.53.)**

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow R_z - G_n - G_k + R_k = 0$$

**(4.54.)**

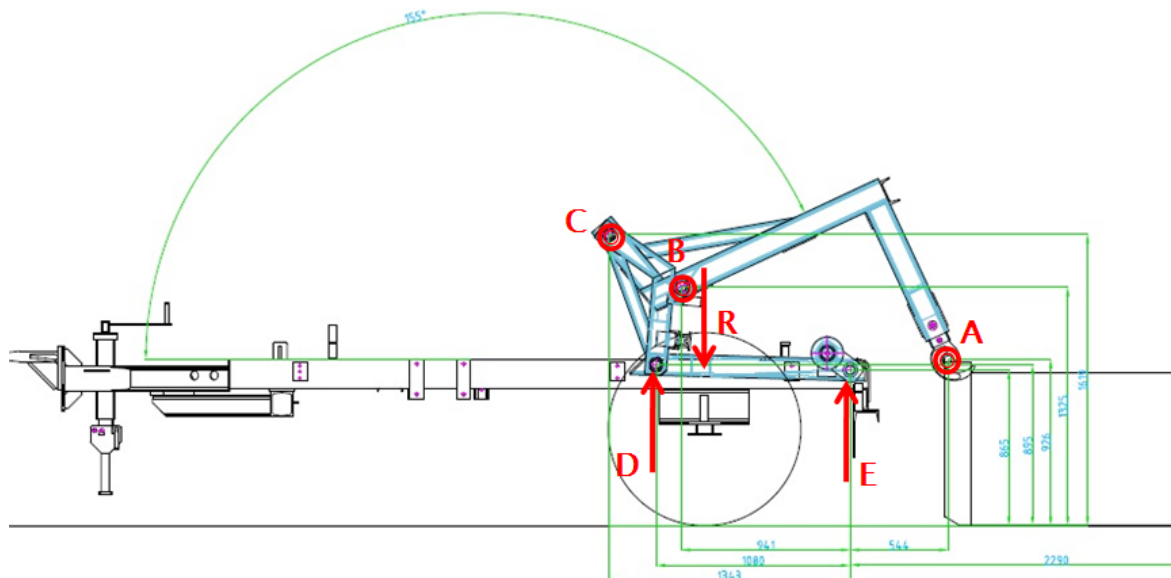
$$\begin{aligned} \sum M_o = 0 &\Rightarrow R_z \cdot 3\,967 - G_n \cdot 525 + G_k \cdot 3\,070 = 0 \\ R_z &= \frac{G_n \cdot 525 - G_k \cdot 3\,070}{3\,967} = \frac{19\,129,5 \cdot 525 - 54\,445 \cdot 3\,070}{3\,967} \\ R_z &= -39\,602,5 \text{ N} \end{aligned}$$

Dosazením do rovnice 4.53.

$$R_k = G_n + G_k - R_z = 19\,129,5 + 54\,445 - (-39\,602,5) = 113\,177 \text{ N}$$

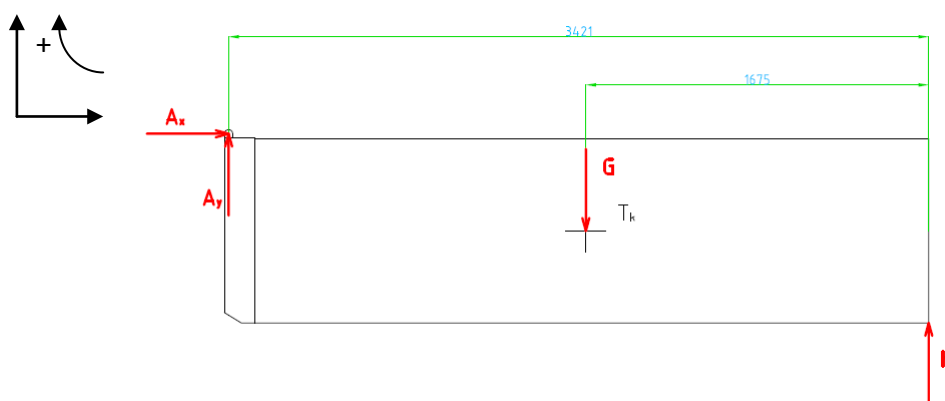
V této fázi bude působit největší zatížení na kola nápravy, tažné zařízení bude naopak značně nadlehčováno.

#### 4.4.2. Výpočet sil v rameni 2 v poloze 4



Obr. 4.23. Působení sil v poloze 4

Rozložení sil na kontejneru je možno vidět na obrázku 4.24. Známou silou je pouze tíhová síla kontejneru  $G$  působící z těžiště, neznámými silami je reakce  $K$  vyvolaná přenesením části tíhové síly kontejneru na zem a silová dvojice  $A_x$  a  $A_y$ .



Obr. 4.24. Působení sil na kontejner v poloze 4

$$l_{ak} = 3421 \text{ mm}$$

$$l_{tk} = 1675 \text{ mm}$$

$$G = 54\,445,5 \text{ N}$$

(4.55.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = 0 \text{ N}$$

(4.56.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + K - G = 0$$

Dosazením z rovnice 4.57.

$$K = G - A_y = 54\,445,5 - 26\,657,8 = \mathbf{27\,787,7\,N}$$

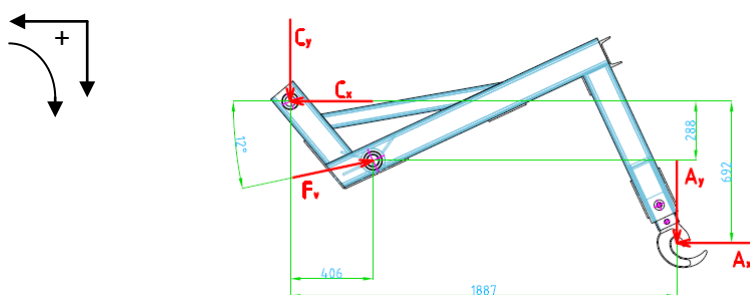
(4.57.)

$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ak} - G \cdot l_{tk} = 0$$

$$A_y = \frac{G \cdot l_{tk}}{l_{ak}} = \frac{54\,445,5 \cdot 1\,675}{3\,421} = \mathbf{27\,787,7\,N}$$

Na rameno 4 působí známé síly  $A_x$  a  $A_y$  v uzlu A, neznámými jsou síly  $C_x$  a  $C_y$ , které působí v uzlu C a síla  $F_v$ , což je síla vyvolána pístem v uzlu B. Píst je nakloněn pod úhlem  $12^\circ$ , jak je patrné z obrázku 4.25.



Obr. 4.25. Působení sil na rameno 4 v poloze 4

$$l_{ac} = 1887\,mm$$

$$l_{bc} = 406\,mm$$

$$v_{ac} = 692\,mm$$

$$v_{bc} = 288\,mm$$

(4.58.)

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x - F_v \cdot \sin 12 + C_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.55. a 4.60.

$$C_x = F_v \cdot \sin 12 - A_x = 149\,140,1 \cdot \sin 12 - 0 = \mathbf{30\,992,5\,N}$$

(4.59.)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + C_y - F_v \cdot \cos 12 = 0$$

Dosazením z rovnice 4.56. a 4.60.

$$C_y = F_v \cdot \cos 12 - A_y = 149\,140,1 \cdot \cos 12 - 26\,657,8 = \mathbf{119\,226,6\,N}$$

(4.60.)

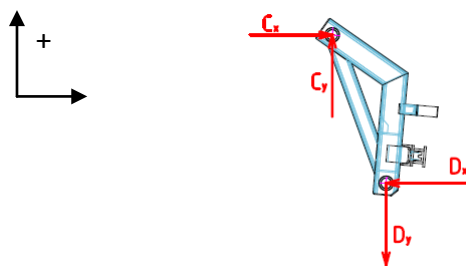
$$\sum M = 0$$

$$A_y \cdot l_{ac} - F_v \cdot \cos 12 \cdot l_{bc} + A_x \cdot v_{ac} + F_v \cdot \sin 12 \cdot v_{bc} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.55. a 4.56.

$$F_v = \frac{-A_y \cdot l_{ac} - A_x \cdot v_{ac}}{\sin 12 \cdot v_{bc} - \cos 12 \cdot l_{bc}} = \frac{-26\,657,8 \cdot 1\,887 - 0 \cdot 692}{\sin 12 \cdot 288 - \cos 12 \cdot 406} = \mathbf{149\,140,1\,N}$$

Rameno 3 s ramenem 4 můžeme obdobně jako v poloze 3 považovat jako jeden celek, protože ani zde žádné z těchto ramen nepůsobí na základní rám či jinou součást. Silové poměry lze vidět na obrázku 4.26.



Obr. 4.26. Působení sil na rameno 3 v poloze 4

(4.61.)

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - D_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.58.

$$D_x = C_x = \mathbf{30\,992,5\,N}$$

(4.62.)

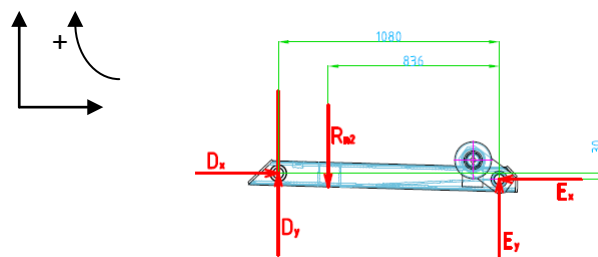
$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - D_y = 0$$

Dosazením z rovnice 4.59.

$$D_y = C_y = \mathbf{119\,226,6\,N}$$

V poloze 4 na rameno 2 nepůsobí reakční síla  $K$  vyvolaná částí tíhové síly kontejneru. Neznámými v této poloze jsou tedy pouze síly  $E_x$  a  $E_y$  a reakční síla  $R_{n2}$  v bodě R.



Obr. 4.27. Působení sil na rameno 2 v poloze 4

$$l_{de} = 1080 \text{ mm}$$

$$l_{re} = 836 \text{ mm}$$

$$v_{de} = 30 \text{ mm}$$

(4.63.)

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - E_x = 0$$

Dosazením z rovnice 4.61.

$$E_x = D_x = 30\,992,5 \text{ N}$$

(4.64.)

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y + E_y - R_{n2} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.62. a 4.65.

$$E_y = R_{n2} - D_y = 152\,912,6 - 119\,226,6 = 33\,686 \text{ N}$$

(4.65.)

$$\sum M = 0$$

$$D_y \cdot l_{de} - R_{n2} \cdot l_{re} - D_x \cdot v_{de} = 0$$

Dosazením z rovnice 4.61. a 4.62.

$$R_{n2} = \frac{D_y \cdot l_{de} - D_x \cdot v_{de}}{l_{re}} = \frac{119\,226,6 \cdot 1\,080 - 30\,992,5 \cdot 30}{836} = 152\,912,6 \text{ N}$$

Výsledné hodnoty z výpočtu v poloze 4 jsou shrnuty v následující tabulce 4.5.

Tab. 4.5. Tabulka výsledných hodnot v poloze 4

Ax	0,0	N
Ay	26 657,8	N
Cx	30 992,5	N
Cy	119 226,6	N
Dx	30 992,5	N
Dy	119 226,6	N
Ex	30 992,5	N
Ey	33 686,0	N
K	27 787,7	N
Rn2	152 912,6	N
Fv	149 140,1	N
G	54 445,5	N

Z vypočtených hodnot jsem opět sestavil průběhy ohybových momentů působících na rameno 2 v poloze 4. Tyto průběhy jsou uvedeny v příloze 6 této práce. Výsledný maximální ohybový moment na jeden profil řešeného ramene dle těchto průběhů činí **9 325 Nm**.

#### **4.5. Návrh nového konstrukčního řešení**

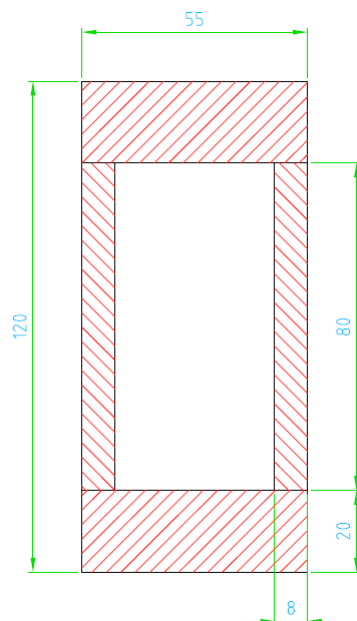
Na základě výše uvedených výpočtů a určení ohybových momentů jsem zjistil, že maximální ohybový moment vzniká v okamžiku, kdy se kontejner nachází v poloze 2. Ohybový moment pro tuto polohu činil 20 643 Nm a pro tento ohybový moment budu navrhovat nové konstrukční řešení. Jelikož jsem limitován zástavbou do stávajícího zařízení, musím se pokusit zachovat současné rozměry ramene. Součástí následujících podkapitol budou 2 konstrukční návrhy řešení doplněné o patřičné výpočty.

##### **4.5.1. Konstrukční návrh uzavřeného profilu**

Tato varianta návrhu mi připadala vhodná s ohledem na cenu materiálu a relativní nenáročnost výroby. Uzavřené profily všeobecně mají velkou výdrž při namáhání ohybem, a proto jsou v současnosti hojně používány.

V mém případě je však nutné uzavřený profil vyrobit z plochých tyčí o velké tloušťce, protože ohybový moment působící na rameno 2 je poměrně velký. Řez navrženým profilem je možno vidět na obrázku 4.28.





Obr. 4.28. Řez navrženým uzavřeným profilem

Pro návrh nového profilu a jeho kontrolu je nutné znát průřezový modul v ohybu daného průřezu. Následuje výpočet této veličiny.

(4.66.)

$$W_o = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}$$

$$B = 55 \text{ mm}$$

$$H = 120 \text{ mm}$$

$$b = 39 \text{ mm}$$

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{0,055 \cdot 0,12^3 - 0,039 \cdot 0,08^3}{6 \cdot 0,12} = \frac{0,00009504 - 0,000019968}{6 \cdot 0,12}$$

$$W_o = 0,0001043 \text{ m}^3$$

Na základě výpočtu průřezového modulu v ohybu mohou vypočítat normálové napětí, které vzniká v místě maximálního ohybového momentu.

(4.67.)

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma = \frac{20\,643}{0,0001043}$$

$$\sigma = 197\,919\,463 \text{ Pa} = 197,9 \text{ MPa}$$

V místě působení maximálního ohybového momentu vzniká dle předchozího výpočtu normálové napětí o velikosti 197,9 MPa. V současném řešení je použita ocel jakosti 11 373, která má mez pevnosti v ohybu 250 MPa. Vzhledem k relativně vysoké hodnotě tohoto napětí jsem nucen zvolit materiál, který je odolnější, nežli stávající materiál. Rozhodl jsem se zvolit ocel jakosti 11 523, která má lepší mechanické vlastnosti a má zaručenou svařitelnost. Mez pevnosti v ohybu tohoto materiálu je až 490 MPa. Tato ocel se používá na mostní i jiné svařované konstrukce či ohýbané profily, je tedy vhodná k použití.

Pro materiál 11 523 činí hodnota  $R_e = 490 \text{ MPa}$

(4.68.)

$$\frac{R_e}{k} = \sigma_D$$

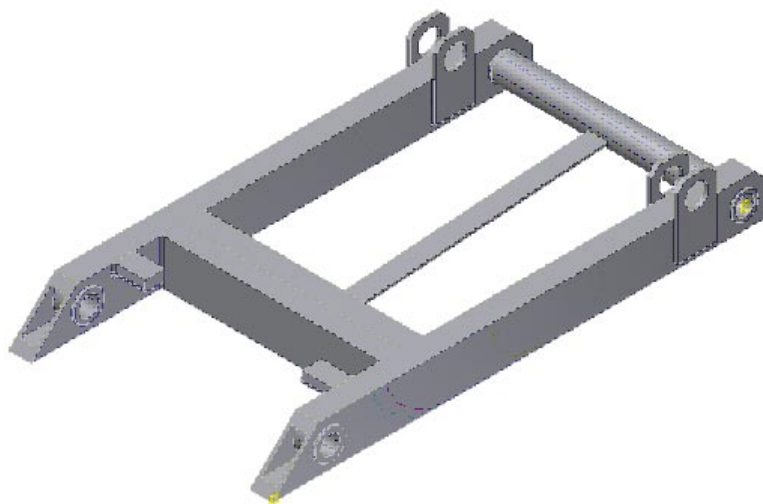
$$\sigma_D = \frac{490}{1,5}$$

$$\sigma_D = 326,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D > \sigma$$

$$326,7 > 197,9 \Rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

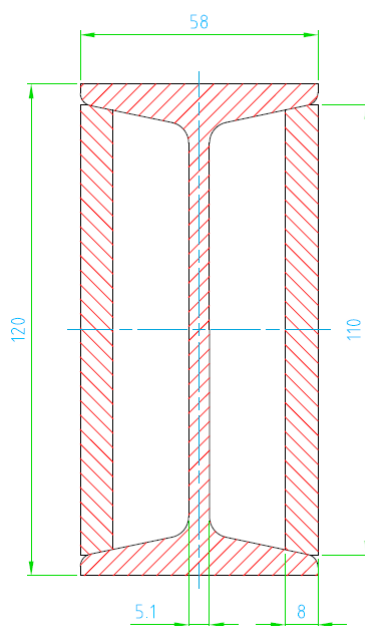
Navržený profil pevnostně vyhovuje a lze jej tedy považovat za vhodnou konstrukční variantu řešení. Nevýhodou tohoto řešení bude však nárůst hmotnosti ramene 2, protože pro výrobu tohoto profilu je použito plochých tlustostěnných válcovaných tyčí. 3-D model navrženého řešení je vidět na obrázku 4.29.



Obr. 4.29. Model řešení ramene 2 z uzavřeného profilu

### 4.5.2. Konstrukční návrh I – profilu

Jako druhou variantou řešení jsem se rozhodl použít klasický profil I, který bude zpevněn navařením plechu z obou stran I – profilu, čímž vznikne svým způsobem opět uzavřený profil. Toto řešení je v praxi méně obvyklé, avšak s ohledem na ohybový moment, který na rameno působí je nutná pevná konstrukce, která nebude mít sklon ke kroucení. Řez navrženým profilem je možno vidět na obrázku 4.30.



Obr. 4.30. Řez navrženým I – profilem

Obdobně jako v předchozí kapitole, je nutné vypočítat průřezový modul v ohybu daného profilu.

(4.69.)

$$W_o = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}$$

$$B = 58 \text{ mm}$$

$$H = 120 \text{ mm}$$

$$b = 36,9 \text{ mm}$$

$$h = 104,6 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{0,058 \cdot 0,12^3 - 0,0369 \cdot 0,1046^3}{6 \cdot 0,12} = \frac{0,000100224 - 0,00004223}{6 \cdot 0,12}$$

$$W_o = 0,0000805 \text{ m}^3$$

Na základě výpočtu průřezového modulu v ohybu mohu opět vypočítat normálové napětí, které vzniká v místě maximálního ohybového momentu.

(4.70.)

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o}$$
$$\sigma = \frac{20\,643}{0,0000805}$$

$$\sigma = 242\,858\,823,5 \text{ Pa} = \mathbf{242,8 \text{ MPa}}$$

Ve druhé variantě návrhu působí vyšší ohybové napětí. Je to způsobeno tím, že tento profil není tak robustní, jako předchozí varianta. Zvolil jsem rovněž materiál 11 523, který má mez pevnosti v ohybu až 490 MPa. Vlastnostmi tohoto materiálu jsou tedy stejné, jako v první variantě a profil I je z tohoto materiálu vyráběn.

Pro materiál 11 523 činí hodnota  $R_e = 490 \text{ MPa}$

(4.71.)

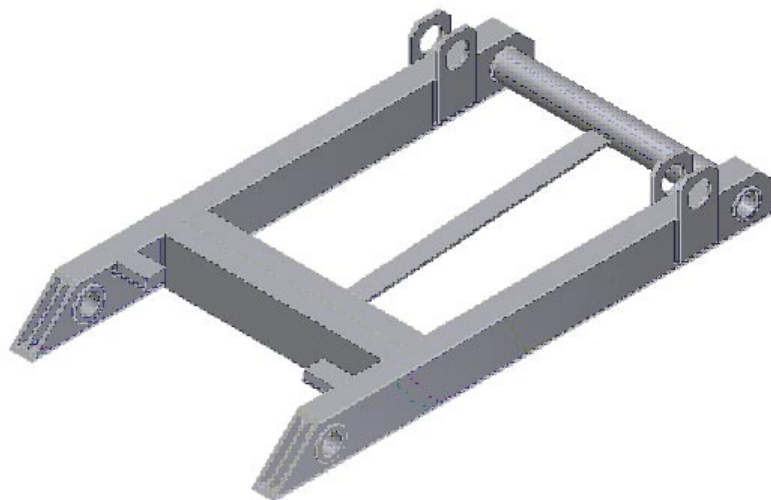
$$\frac{R_e}{k} = \sigma_D$$
$$\sigma_D = \frac{490}{1,5}$$

$$\sigma_D = \mathbf{326,7 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_D > \sigma$$

$$326,7 > 242,8 \Rightarrow \mathbf{\textit{podmínka vyhovuje}}$$

Hmotnost tohoto řešení se v porovnání s předchozí variantou příliš nezvýší, jelikož jsou použity tenkostěnné profily. Jako nevýhodu bych spíše viděl nutnost použít materiálu s vysokou pevností a tudíž i náklady na výrobu této varianty budou jistě vyšší. Porovnání nákladů a ekonomickému zhodnocení se budu věnovat v dalších kapitolách. 3-D model navrženého řešení je vidět na obrázku 4.31.



Obr. 4.31. Model řešení ramene 2 z I – profilu

K oběma návrhům výsledného řešení je k dispozici výkresová dokumentace, kterou naleznete v příloze 7 a příloze 8. 3-D modely jsou součástí elektronické verze této práce na přiloženém CD-ROM (soubory s příponou ipt).

## 5. Doporučení a ekonomické zhodnocení

V této kapitole se budu zabývat zhodnocením návrhů z hlediska náklad. Mezi tyto náklady budou zahrnuty pořizovací náklady spojené s nákupem polotovarů a profilů, které budou sloužit k výrobě ramene. Do tohoto zhodnocení však nebudou zahrnuty náklady na pořízení svařovacího materiálu, či náklady spojené s výrobou konstrukčního prvku. Ekonomické zhodnocení se bude týkat pouze základních členů, u nichž došlo ke změně v konstrukci, tudíž do výsledné ceny nebudou započítána pouzdra, či spojovací tyče, které jsou součástí celého ramene. Ceny vycházejí z aktuální cenové nabídky hutní společnosti ArcelorMittal a.s. a jsou vždy uvedeny bez DPH.

Pro přehlednost zahrnu obě navržené varianty do jedné tabulky, aby bylo možné přímé porovnání nákladů na použitý materiál.

V první variantě návrhu je pro výrobu uzavřeného profilu použito plochých tyčí válcovaných za tepla jakosti 11 523. Jsou použity 2 různé rozměry těchto tyčí:

- Tyč plochá 55 x 20 – ČSN 42 5522.01 – 11 523
- Tyč plochá 80 x 8 – ČSN 44 5522.01 – 11 523

Pro zhotovení obou podélných částí ramene je z každého rozměru tyče potřeba celkem 5,5 m délky. Tato délka odpovídá následující hmotnosti:

- 5,5 m délky tyče ploché 55 x 20 odpovídá hmotnosti 47,52 kg
- 5,5 m délky tyče ploché 80 x 8 odpovídá hmotnosti 27,6 kg

Ve druhé variantě návrhu je pro výrobu I – profilu se zpevněním navařenými plechy použito následujícího materiálu:

- Tyč průřezu I 120/B ČSN 42 5550 – 11 523 – ČSN 42 0135.21
- Tyč plochá 110 x 8 – ČSN 42 5522 – 11 523

Pro zhotovení obou podélných částí ramene je zapotřebí následujících délek tyčí:

- 2,8 m délky tyče průřezu IPE 120 odpovídá hmotnosti 31,1 kg
- 5,5 m délky tyče ploché 110 x 8 odpovídá hmotnosti 38 kg

Obě podélné části ramene (v obou variantách) jsou spojeny 2 tyčemi průřezu U 120 za materiálu jakosti 11 523, které jsou svařeny k sobě a vytvářejí tak uzavřený profil. Pro spojení těchto 2 podélných částí tedy potřebuji celkem 1,2 m tyče profilu U 120. Tato délka odpovídá hmotnosti 16,1 kg.

Tab. 5.1. Náklady na materiál

	Profil	Materiál	Množství [kg]	Cena za 1 kg [Kč]	Cena celkem bez DPH	Cena celkem vč. DPH
Varianta 1	Tyč plochá 55 x 20	11 523	47,52	16,2	769,8 Kč	923,8 Kč
	Tyč plochá 80 x 8	11 523	27,6	16,2	447,1 Kč	536,5 Kč
	Tyč průřezu U 120	11 523	16,1	15,8	254,4 Kč	305,3 Kč
	Cena celkem vč. 20% DPH:					<b>1 765,6 Kč</b>
Varianta 2	Tyč plochá 110 x 8	11 523	38	16,2	615,6 Kč	738,7 Kč
	Tyč průřezu I 120	11 523	31,1	15,7	488,3 Kč	585,9 Kč
	Tyč průřezu U 120	11 523	16,1	15,8	254,4 Kč	305,3 Kč
	Cena celkem vč. 20% DPH:					<b>1 629,9 Kč</b>

Dle výše uvedené tabulky je patrné, že přímé náklady na materiál jsou u první varianty vyšší. Toto navýšení ceny je způsobeno velkou hmotností plochých tyčí, které jsou použity k výrobě podélných profilů. Cenová úspora ve druhé variantě činí 135,70 Kč.

Drobnou nevýhodou první varianty návrhu je vyšší hmotnost ramene oproti druhé variantě, avšak rozdíly hmotností nejsou až tak velké. Pokud porovnám tyto hmotnosti, tak první varianta návrhu je v porovnání se druhou variantou těžší o 6,02 kg, což je téměř zanedbatelný rozdíl. Tato nevýhoda je však nahrazena vyšší pevností profilu.

Z hlediska náročnosti výroby bych preferoval uzavřený profil, jelikož je všeobecně známo, že I – profil je z vnitřní strany mírně zploštělý s není vyloučeno, že by bylo nutné ocelové plechy upravit tak, aby bylo možno je do I – profilu navařit. Dalším důvodem preference první varianty je vyšší únosnost a s tím je spojeno i zaručení větší bezpečnosti v případě přetížení zařízení.

## 6. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout konstrukční řešení vybraných částí traktorového přívěsu. Návrh se zabýval podrobněji konstrukcí zadního členu traktorového nosiče kontejnerů TNK 5, který slouží jako natahovač normalizovaných kontejnerů. Konstrukční řešení však bylo omezeno požadavky výrobce tohoto zařízení, a to tak, aby bylo možno novou konstrukci umístit do stávající zástavby. S ohledem na využití zařízení a jeho výrobu bylo nutné, aby navržená konstrukce byla co nejjednodušší. Konstrukční řešení bylo provedeno podle kapitol v zadání diplomové práce.

Ve druhé kapitole jsem zanalyzoval současný stav používaných natahovačů kontejnerů používaných pro traktorovou dopravu. Provedl jsem rozbor funkce jednotlivých druhů nosičů kontejnerů, které se v současnosti vyskytují na Českém trhu. Provedl jsem stručný popis navrhovaného nosiče TNK 5 s nejdůležitějšími technickými parametry.

Ve třetí kapitole jsem se zaměřil na citlivý prvek nosiče kontejnerů, kterým jsem se dále zabýval. Tento prvek byl náchylný na ohyb a podrobil jsem jej v tomto bodě podrobnější analýze s uvedením možné příčiny ohýbání.

V další kapitole jsem provedl veškeré silové rozborové doplňkové výpočty zatěžujících sil, které na řešené rameno působí. Dále jsem provedl pevnostní výpočty prvku a uvedl jsem dva různé návrhy konstrukčního řešení, které by bylo možno realizovat. Jedním návrhem je vytvoření uzavřeného profilu z plochých tyčí válcovaných za tepla. Druhým návrhem je použití I – profilu zpevněného navařenými ocelovými plechy pro zpevnění konstrukce a zabránění kroucení. U obou variant jsem provedl pevnostní a kontrolní výpočty a doplnil 3-D modelem a výkresovou dokumentací. Osobně se přikláním k první variantě řešení převážně z důvodu vyšší pevnosti a odolnosti.

V poslední kapitole jsem se věnoval ekonomickému zhodnocení. Jelikož je konstrukce vyrobena v obou případech z totožného materiálu, je cenový rozdíl mezi oběma variantami v řádech 100,- Kč. Tento cenový rozdíl je způsoben vyšší hmotností první varianty, avšak hmotnost prvního profilu je pouze o 6 Kg vyšší, nežli hmotnost druhého profilu. Při celkové hmotnosti celého nosiče kontejnerů je však tento rozdíl zcela zanedbatelný.



## Seznam použité literatury

- [1] Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I, Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
- [2] Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
- [3] Červenková, Š.: Osobní oddělení, CRS Marketing, s.r.o., Čížkovice [cit. 8. 1. 2010]
- [4] Autorepair Trading spol. s r.o., Ostrava, Technická dokumentace
- [5] Herold, J. Autorepair Trading, spol. s r.o., Ostrava [cit. 15. 1. 2010]
- [6] Zemědělská a dopravní technika, spol. s r.o., Nové Veselí, technická dokumentace
- [7] Barouš, J.: prodej zemědělské techniky, Agrotec a.s., Hustopeče [cit. 29. 12. 2009]
- [8] Krampe Fahrzeugbau GmbH, Coesfeld-Lette, Deutschland, Technická dokumentace
- [9] Vávra, P.: Strojnické tabulky, Praha, 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [10] Vyhláška č 341/2002 Sb., o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích
- [11] Podešva, J.: Kinematika: soubor přednášek, Ostrava, 1994, ISBN 80-7078-880-1
- [12] Horyl, P.: Statika a dynamika, Ostrava, 2006, ISBN 80-7078-971-9
- [13] Chrenčíková, I.: Nákup technického materiálu, ArcelorMittal Ostrava a.s., Ostrava [cit. 13.5.2010]

## Seznam příloh

Příloha 1 – Výkresová dokumentace původního ramene

Příloha 2 – Průběh ohybových momentů na rameni 2 v poloze 1

Příloha 3 – Průběh ohybových momentů na rameni 2 v poloze 2

Příloha 4 – Průběh ohybových momentů na rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)

Příloha 5 – Průběh ohybových momentů na rameni 2 v poloze 3 (tíhová síla na zemi)

Příloha 6 – Průběh ohybových momentů na rameni 2 v poloze 4

Příloha 7 – Výkresová dokumentace navrženého ramene (varianta 1)

Příloha 8 – Výkresová dokumentace navrženého ramene (varianta 2)

## Seznam obrázků

- Obr. 2.1. Kloubový mechanismus s pístem vodorovně se zemí
- Obr. 2.2. Zaháknutí kontejneru do háku
- Obr. 2.3. Přizvednutí kontejneru
- Obr. 2.4. Naložení kontejneru
- Obr. 2.5. Posun teleskopického mechanismu
- Obr. 2.6. Kontejner naložen
- Obr. 2.7. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým kolmo k zemi v první fázi
- Obr. 2.8. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým kolmo k zemi ve druhé fázi, sklápění kontejneru
- Obr. 2.9. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým vodorovně se zemí v první fázi
- Obr. 2.10. Schéma nakládání kontejneru u kloubového mechanismu s pístem uloženým vodorovně se zemí ve druhé fázi, sklápění kontejneru
- Obr. 2.11. Schéma nakládání kontejneru u teleskopických mechanismů v první fázi
- Obr. 2.12. Schéma nakládání kontejneru u teleskopických mechanismů při zasunutí přední části s hákem ve druhé fázi, sklápění kontejneru
- Obr. 2.13. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 ve výchozí poloze
- Obr. 2.14. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 při sklápění kontejneru
- Obr. 2.15. Traktorový nosič kontejnerů TNK 5 Při nakládání kontejneru
- Obr. 2.16. Schéma nakládání kontejneru mechanismem u nosiče TNK 5 v první fázi
- Obr. 2.17. Schéma nakládání kontejneru mechanismem u nosiče TNK 5 ve druhé fázi, sklápění kontejneru
- Obr. 3.1. Schéma podvozku nosiče TNK 5 s řešeným místem
- Obr. 3.2. Místa průhybu konstrukce natahovače
- Obr. 3.3. Řez profilem konstrukčního prvku v kritickém místě
- Obr. 3.4. Schéma řešeného konstrukčního prvku
- Obr. 4.1. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 1
- Obr. 4.2. Působení sil v poloze 1
- Obr. 4.3. Působení sil na kontejner v poloze 1
- Obr. 4.4. Působení sil na rameno 4 v poloze 1
- Obr. 4.5. Působení sil na rameno 3 v poloze 1
- Obr. 4.6. Působení sil na rameno 2 v poloze 1
- Obr. 4.7. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 2
- Obr. 4.8. Působení sil v poloze 2

Obr. 4.9. Působení sil na kontejner v poloze 2  
Obr. 4.10. Působení sil na rameno 4 v poloze 2  
Obr. 4.11. Působení sil na rameno 3 v poloze 2  
Obr. 4.12. Působení sil na rameno 2 v poloze 2  
Obr. 4.13. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 3  
Obr. 4.14. Působení sil v poloze 3 (část tíhové síly kontejneru přenášena na rameno 2)  
Obr. 4.15. Působení sil na kontejner v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)  
Obr. 4.16. Působení sil na rameno 4 v poloze 3  
Obr. 4.17. Působení sil na rameno 3 v poloze 3  
Obr. 4.18. Působení sil na rameno 2 v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)  
Obr. 4.19. Působení sil v poloze 3 (část tíhové síly kontejneru přenášena na zem)  
Obr. 4.20. Působení sil na kontejner v poloze 3 (tíhová síla na zemi)  
Obr. 4.21. Působení sil na rameno 2 v poloze 3 (tíhová síla na zemi)  
Obr. 4.22. Zatížení v závěsu a kolech v poloze 4  
Obr. 4.23. Působení sil v poloze 4  
Obr. 4.24. Působení sil na kontejner v poloze 4  
Obr. 4.25. Působení sil na rameno 4 v poloze 4  
Obr. 4.26. Působení sil na rameno 3 v poloze 4  
Obr. 4.27. Působení sil na rameno 2 v poloze 4  
Obr. 4.28. Řez navrženým uzavřeným profilem  
Obr. 4.29. Model řešení ramene 2 z uzavřeného profilu  
Obr. 4.30. Řez navrženým I – profilem  
Obr. 4.31. Model řešení ramene 2 z I – profilu

## Seznam tabulek

Tab. 2.1. Výška závěsného oka ve vybraných zemích  
Tab. 2.2. Základní technické údaje  
Tab. 4.1. Tabulka výsledných hodnot v poloze 1  
Tab. 4.2. Tabulka výsledných hodnot v poloze 2  
Tab. 4.3. Tabulka výsledných hodnot v poloze 3 (tíhová síla na rameni 2)  
Tab. 4.4. Tabulka výsledných hodnot v poloze 3 (tíhová síla na zemi)  
Tab. 4.5. Tabulka výsledných hodnot v poloze 4  
Tab. 5.1. Náklady na materiál